

DLR-IB-AT-GO-2016-234

**Forschungsverbund InterTurb
Interaktion Brennkammer – Turbine
LuFo IV – 3. Call
FKZ 20To905B
Forschungs- und Technologievorhaben
Antriebe**

Schlussbericht

Autor Andreas Pahs



DLR

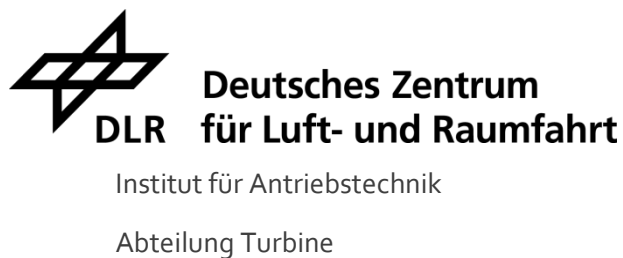
**Deutsches Zentrum
für Luft- und Raumfahrt**

Die Arbeiten zum Forschungsverbund:

InterTurb
LuFo IV - 3.Call
LeanTurb
Interaktion Brennkammer – Turbine

Förderkennzeichen 20To905B

wurden durchgeführt durch:



Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Abteilungsleitung: Frank Kocian
Frank.Kocian@dlr.de
0551/709-2500

Projektleitung: Andreas Pahs
Andreas.Pahs@dlr.de
0551/709-2435



Liste der Autoren

Dipl.-Ing. Lothar Dorn
Dipl.-Ing. Dirk Grulich
Dipl.-Ing. Frank Kocian
Dipl.-Ing. Andreas Pahs

Inhaltsverzeichnis

1. Kurzdarstellung	6
1.1. Aufgabenstellung	6
1.2. Voraussetzungen für das Vorhaben	7
1.3. Planung und Ablauf des Vorhabens	7
1.4. Anknüpfung an wissenschaftlichen Kenntnisstand	8
1.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen	8
1.6. Literaturverweise	8
2. Eingehende Darstellung	9
2.1. Der Aufbau des Turbinenprüfstandes NG-Turb	11
2.1.1. Allgemeine Beschreibung	11
2.1.2. Leistungsdaten	13
2.1.3. Aufbauphasen	13
2.1.4. Inbetriebnahme	15
2.1.4.1. Ölleckage an der Lagerspindel	16
2.1.4.2. Ölleckage am Getriebe	16
2.1.4.3. Schwingungen an Torquemeter und Getriebe	17
2.1.4.4. Thermisches Verhalten in der Zuströmung des Turbinenrigs	20
2.1.4.5. Kalibrierung der Venturidüsen	21
2.2. Erfassung von Messdaten	25
2.2.1. Zeitaufgelöste Drehmomentmessung	26
2.2.2. Sondenmesstechnik	26
2.2.3. Spaltweitenmessung	27
2.2.4. Temperaturmessung	28
2.2.5. Software zur Datenerfassung (am Prüfstand NG-Turb)	30
2.3. Aerodynamische Auslegung der 2-stufigen Hochdruckturbine unter Mitarbeit des DLR ...	31
2.4. Konstruktion, Fertigung, Montage und Inbetriebnahme des InterTurb Rig	37

2.4.1. Statoren	38
2.4.2. Rotierendes System	40
2.4.3. Gehäuse	41
2.4.4. Auslegung und Konstruktion des BK-Simulators	44
2.4.5. Flow checks	46
2.4.6. Montage des InterTurb-Rigs auf den Prüfstand NG-Turb.....	47
2.4.7. Inbetriebnahme des Rigs auf und mit dem Prüfstand NG-Turb.....	51
3. Veröffentlichungen	54
Abbildungsverzeichnis.....	55
Tabellenverzeichnis.....	56

1. Kurzdarstellung

1.1. Aufgabenstellung

Eine 2-stufige Turbine mit hohem Wirkungsgrad und geringem Kühlluftbedarf sollte auf ihre Auslegungsziele hin untersucht werden. Dabei soll, im Gegensatz zu früheren Untersuchungen, auch der Einfluss der Brennkammeraustrittsströmung auf Aerodynamik, Wirkungsgrad und thermische Belastung mit berücksichtigt werden. Die Möglichkeit „Hot-Spots“ frühzeitig zu erkennen soll genutzt werden, um die Sicherheitsmargen für die Turbine zu reduzieren und damit Kühlluft einzusparen. Die Untersuchungen sollen es ermöglichen, die Turbinengeometrie besser an die Abströmung der Brennkammer anzupassen.

Zur Erfüllung der wissenschaftlichen Kernaufgabenstellung waren vielfältige wissenschaftliche und technische Aufgabenstellungen zu bewältigen, da innerhalb des Verbundvorhabens die komplette Kette von aerodynamischer Auslegung bis zur Gewinnung der experimentellen Daten abgedeckt werden sollte. Grob gefasst waren folgenden Schritte dafür notwendig:

- Aerodynamische Auslegung und Optimierung einer zweistufigen Hochdruckturbine
- Auslegung der Kühlluftkanäle
- Konstruktion der vollständigen zweistufigen Turbine inklusive Zu- und Abströmung
- Änderung der Konstruktion durch Wechsel vom RGG (Rotierender Gitterkanal Göttingen) auf den damals im Bau befindlichen NG-Turb (Next Generation Turbine Test Facility)
- Implementierung einer hohen Anzahl von Messstellen
- Thermomechanische Analyse der stehenden und rotierenden Teile der Turbine
- Schwingungsanalyse von stehenden und rotierenden Teilen der Turbine
- Auslegung des Brennkammersimulators
- Konstruktion und Voruntersuchungen zum Brennkammersimulator
- Fertigung der Bauteile
- Vormontage und Instrumentierung der Bauteile inklusive Qualitätssicherungsmaßnahmen
- Integration des Turbinen-Rigs (InterTurb Rig) auf den Prüfstand
- Auslegung und Anschluss aller Versorgungs- und Instrumentierungsleitungen an den Prüfstand
- Kalibrierung der verschiedenen Messtechniken
- Durchführung von Tests mit Turbinen-Rig und Prüfstand zur Qualitätssicherung

- Inbetriebnahme des Prüfstandes NG-Turb mit dem InterTurb Rig
- Durchführung der experimentellen Untersuchungen
- Datenauswertung und -analyse der experimentellen Ergebnisse

1.2. Voraussetzungen für das Vorhaben

In der Vergangenheit wurden in der Abteilung Turbine mehrere Turbinen-Rigs auf dem RGG experimentell untersucht. Im Rahmen eines LuFo-Projekts (Förderkennzeichen HDT transsonisch 20To301A) wurde eine ein- bzw. anderthalbstufige Hochdruckturbine im Unterauftrag von Rolls-Royce Deutschland untersucht. Dabei wurden insbesondere hochgenaue Wirkungsgradmessungen durchgeführt. In dem EU-Projekt „Aerothermal Investigations on Turbine Endwalls and Blades“, AITEB-2 (6th Framework Programme, AST4-CT-2005-516113), und in einem nationalen Projekt „Arbeitsgemeinschaft Hochtemperaturgasturbine“, AG TURBO (Förderkennzeichen 0327090L), wurden hochgenaue Wärmeübergangs- und Kühlfilmeffektivitätsmessungen mit beheizten Oberflächen und Infrarot-Thermometrie bzw. Thermoelement-Arrays durchgeführt, siehe [1] und [2]. Darüber hinaus liegen jahrzehntelange Erfahrungen mit Sondenmesstechniken vor. Messungen von Geschwindigkeitsvektoren mit pneumatischen 5-Lochsonden, „Laser-2-Fokus Velocimetry“ (L2F), „Particle Image Velocimetry“ (PIV) und „Doppler Global Velocimetry“ (DGV) werden in der Abteilung, im Institut für Antriebstechnik und am Standort Göttingen seit vielen Jahren auf führendem internationalem Niveau angewendet. Eine Übersicht der Anlagen und Messtechniken zur experimentellen Turbinenforschung beim DLR in Göttingen findet sich in [3].

1.3. Planung und Ablauf des Vorhabens

Das Vorhaben wurde ursprünglich für den Zeitraum Quartal 2 2010 bis Quartal 1 2013 auf dem vorhandenen RGG geplant. Um das geforderte Druckverhältnis für die Turbine zu erreichen sollte der Verdichter des sich zu dieser Zeit in der Planung befindende Turbinenprüfstandes NG-Turb verwendet werden.

Im Laufe des Vorhabens sind die Anforderungen an das Rig und den Prüfstand derart erhöht worden, dass es notwendig erschien das Projekt vom RGG auf den sich im Bau befindenden Prüfstand NG-Turb zu transferieren. Dem Wechsel des Prüfstandes und der enorm erhöhten Anforderungen an das Rig wurde mit einem Verlängerungs- und Aufstockungsantrag im Jahre 2013 Rechnung getragen. Darin wurde als Endtermin des Vorhabens das Quartal 4 2015 geplant.

Eine weitere Aufstockung der Vorhabenressourcen wurde im Jahr 2014 beantragt und bewilligt. Diese wurden dazu genutzt offene Schnittstellen zwischen Rig und Prüfstand, der Erhöhung der Güte der experimentellen Untersuchungen und der Anpassung von im Rig verwendeter Messtechnik auf die erhöhten Anforderungen zu realisieren.

Im Jahr 2015 wurde damit begonnen den neuen Prüfstand NG-Turb in Betrieb zu nehmen. Dabei traten einige Schwierigkeiten auf, welche zur Verzögerung der Rig Integration führten. Des Weiteren wurden erst im Verlauf des Jahres 2015 alle Bauteile des InterTurb-Rigs fertig gestellt. Aufgrund dessen wurde beantragt das Projekt bis Ende Quartal 2 2016 kostenneutral zu verlängern.

Nachdem der Prüfstand soweit wie ohne Rig möglich in Betrieb genommen wurde, begann der Aufbau des Rigs. Hierbei traten erwartungsgemäß weitere Probleme bei der Inbetriebnahme von Prüfstand in Zusammenhang mit dem Rig auf, welche dazu führten, dass zu Vorhabensende am 30.06.2016 das Rig sich noch in der Phase der Inbetriebnahme befand und zu Projektende keine wissenschaftlich verwertbaren Messdaten vorlagen.

1.4. Anknüpfung an wissenschaftlichen Kenntnisstand

Die Untersuchung einer zweitstufigen Hochdruckturbine knüpfen zum einen direkt an die Untersuchung einer einstufigen Hochdruckturbine des Verbundführers Rolls-Royce Deutschland in einem früheren LuFo-Vorhaben an. Des Weiteren war die geplante experimentelle Untersuchung mit einem Brennkammersimulator ein weltweit neuer Aspekt für Experimente an Turbinen in einem Windkanal.

1.5. Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Innerhalb des Verbundvorhabens wurden mit dem Verbundführer Rolls-Royce Deutschland das Rig entworfen. Des Weiteren sollte in den Experimenten eine Prallkühlung welche von der Technischen Universität Darmstadt ausgelegt wurde vermessen werden. Des Weiteren war es innerhalb des Vorhabens an vielen Stellen notwendig mit Institutionen innerhalb des DLRs und bei Rolls-Royce sowie externen Firmen zusammenzuarbeiten, um die extrem ambitionierten Projektziele zu erreichen.

1.6. Literaturverweise

- 1) [1] Dannhauer, A., 2009, „Investigation of Trailing Edge Cooling Concepts in a High Pressure Turbine Cascade – Analysis of the Adiabatic Film Cooling Effectiveness“, ASME Paper No. GT2009-59343.
- 2) [2] van Duikeren, B., Heselhaus, A., 2008, „Investigations at the Over-Tip Casing of a High Pressure Turbine Including Off-Design Conditions and Heat Transfer Correlations“, ASME Paper No. GT2008-50625.
- 3) [3] Kost, F., Giess, P.-A., Nov. 2004, „Experimental Turbine Research at DLR Goettingen“, Journal of the Gas Turbine Society of Japan, Vol. 32, No. 6.

2. Eingehende Darstellung

Ein zentraler Hintergrund des Vorhabens sind die ACARE (Advisory Council for Aeronautic Research in Europe) Vision-2020-Ziele:

- Halbierung des Außenlärms
- Verminderung des Brennstoffverbrauchs und damit des CO₂-Eintrages in die Atmosphäre von circa 50 %
- Absenkung des Ausstoßes von Stickoxiden um circa 80 %

Die Systemkomponente Hochdruckturbine nimmt in diesem Zusammenhang eine wichtige Position ein. Denn um die genannten Ziele zu erreichen ist eine weitere Steigerung der Turbineneintrittstemperaturen (Erhöhung des Wirkungsgrades des Gesamttriebwerks) bei gleichzeitiger Limitierung von Kühl- und Sperrluft in Zukunft unabdingbar. Somit wird die Hochdruckturbine zur Schlüsselkomponente (Auslegung, Leistung, Haltbarkeit).

Neben der Verringerung von Schadstoffausstoß und Schallentstehung zielt die Forschung des DLR an Turbinen insbesondere darauf ab, deren Wirkungsgrad zu steigern und damit den Treibstoffverbrauch zu vermindern. Das ist im gleichen Maße wie für die Luftfahrtindustrie auch für Kraftwerke und sonstige stationäre Gasturbinen (z.B. Öl- und Gasindustrie, Schiffsantriebe) von Bedeutung.

In diesem Vorhaben sollte eine 2-stufige Turbine mit hohem Wirkungsgrad und geringem Kühlluftbedarf auf ihre Auslegungsziele hin untersucht werden. Dabei sollte, im Gegensatz zu früheren Untersuchungen, auch der Einfluss der Brennkammeraustrittsströmung auf Aerodynamik, Wirkungsgrad und thermische Belastung mit berücksichtigt werden. Die Möglichkeit „Hot-Spots“ frühzeitig zu erkennen und konstruktiv zu berücksichtigen sollte genutzt werden, um die Sicherheitsmargen für die Turbine zu reduzieren und damit Kühlluft einzusparen. Die Untersuchungen sind die Grundlage, die Turbinengeometrie besser an die Abströmung der Brennkammer anzupassen.

Begleitend von Rolls-Royce Deutschland (RRD) durchgeführte numerische Simulationen sollten überprüft werden. Es wurden Schaufeln mit konturierten Plattformen verwendet. Der Einfluss dieser Konturierung auf das Strömungsfeld sollte erfasst werden. Der Aufbau ermöglicht es Rotorclocking sowie das Clocking der Brennkammer mit der Turbine zu untersuchen. Dazu wird die Brennkammer verdrehbar angebracht, außerdem kann die Anzahl der Brennelemente variiert werden. Das DLR hat im Rahmen der Rigggestaltung eigene Kompetenzen in der Auslegung von Turbinen aufgebaut.

Dieser vergleichsweise kurzen Beschreibung der wissenschaftlichen Zielstellungen des Vorhabens im Projektantrag standen in der Ausführung zahlreiche technische Randbedingungen und Notwendigkeiten gegenüber, welche letztendlich dazu führten, dass die wissenschaftlich relevanten

experimentellen Messungen innerhalb des Vorhabens nicht durchgeführt werden konnten. Der Ansatz zu Beginn des Vorhabens war es innerhalb der Laufzeit folgende Punkte abzuarbeiten:

1. Aerodynamische Auslegung des Turbinen Rigs
2. Konstruktion, Fertigung und Inbetriebnahme des InterTurb Rigs
3. Experimentelle Untersuchung

In der Retrospektive ist jeder einzelne Punkt ein Vorhaben für sich, da die Arbeiten sequentiell abgearbeitet werden müssen, um die Qualität der abschließenden Messungen sicherstellen zu können sowie eine realistische zeitliche Planung unter Berücksichtigung von auftretenden Risiken zu ermöglichen. Innerhalb des Vorhabens aber waren diese Punkte miteinander verwoben, da es zu Beginn kein detailliertes Lastenheft gab. So ist Punkt 1 eigentlich ein für sich abgeschlossenes Arbeitspaket, welches aber im vorliegenden Fall nicht die vollständige Vorarbeit für den Punkt 2 lieferte. Vielmehr gab es zwischen den Punkten vielfältige Interaktionen und damit verbundene Iterationsschleifen, welche zunächst bearbeitet werden mussten. Dazu gehören beispielsweise die Aus- und Festlegung der Kühlluftkanäle innerhalb der Schaufeln, die mechanische Berechnung der Bauteile hinsichtlich Festigkeit, Thermalverhalten und Schwingungsverhalten. Da diese Schritte nicht explizit in der Projektplanung berücksichtigt wurden, sondern vielmehr auf paralleles Bearbeiten der groben Arbeitspakete gesetzt wurde, haben sich die notwendige detaillierte Bearbeitung der Arbeitspakete und damit verbundene Verzögerungen in den Arbeitspaketen auf den gesamten Zeitplan ausgewirkt. Das nicht Vorhandensein einer detaillierten Anforderung führte auch dazu dass während der Laufzeit komplexe Details hinzukamen, welche im Antrag nicht berücksichtigt wurden. All diese Aspekte führten dazu dass das Vorhaben selbst mit mehreren Verlängerungen nicht vollständig abgeschlossen werden konnte.

Zusätzlich zu den Verzögerungen innerhalb des Vorhabens wurde der Prüfstand auf dem das Rig letztendlich betrieben werden soll parallel zum Vorhaben aufgebaut. Zunächst war nur vorgesehen den Verdichter des neuen Prüfstandes zum Betrieb des RGG zu nutzen. Da diese Verbindung aber kostspielig geworden wäre und auch nicht alle Wünsche an das Rig hätten umgesetzt werden können, wurde entschieden das Rig nicht für den RGG auszulegen sondern für den neuen Prüfstand NG-Turb. Der Bau der Versuchseinrichtung sowie die Inbetriebnahme haben mehr Zeit benötigt als ursprünglich geplant. Zusätzlich mussten verschiedene Problemstellungen während der Inbetriebnahme bearbeitet und gelöst werden, welche zu weiteren Verzögerungen führten.

Das Vorhaben konnte unter diesen Umständen dennoch sehr weit voran getrieben werden, so dass bis zum Ende des Vorhabens zwar keine wissenschaftlichen Ergebnisse mit dem Rig im Betrieb erzeugt werden konnten, aber der Nachweis erbracht wurde, dass das Rig an sich für die Erreichung der wissenschaftlichen Zielstellungen exzellent geeignet ist.

Im folgende werden für das Projekt wichtige Arbeiten beschrieben.

2.1. Der Aufbau des Turbinenprüfstandes NG-Turb

2.1.1. Allgemeine Beschreibung

Der neue Turbinenprüfstand NG-Turb (Next Generation Turbine Test Facility) arbeitet im geschlossenen Kreislauf mit trockener Luft als Strömungsmedium und wird von einem Getriebeverdichter der Fa. MAN Diesel & Turbo SE mit entsprechendem Druckverhältnis und einem sehr weiten Kennfeld für kleine bis sehr hohe Volumenströme angetrieben. Der NG-Turb kann bei variablen Drücken und Temperaturen gefahren werden, wodurch die unabhängige Einstellung der wichtigen Kennzahlen Mach- und Reynoldszahl möglich wird. Mittels entsprechender Zu- und Ableitungen kann auch der Windkanal für Ebene Gitter (EGG) mit dieser Verdichteranlage im geschlossenen Kreislauf betrieben werden.

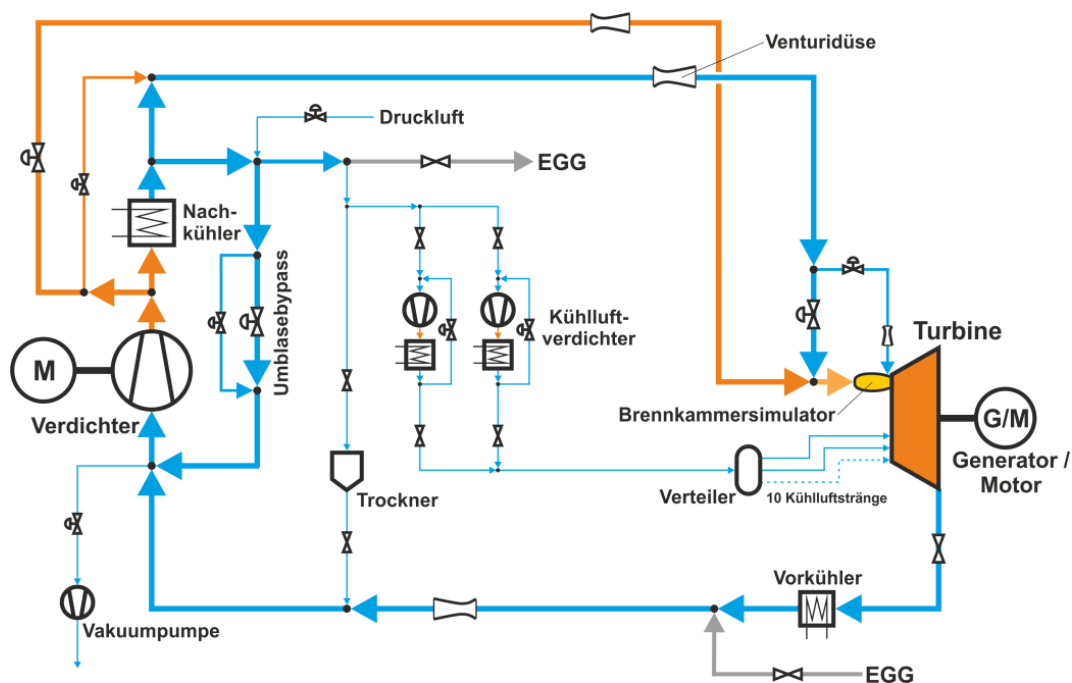


Abbildung 2-1 Kreislaufschema des NG-Turb

Das Kreislaufdiagramm des NG-Turb ist in Abbildung 2-1 schematisch dargestellt. Die Einstellung und Regelung des Drucklevels im Kreislauf erfolgt mit Hilfe einer Vakuumpumpe und der Einspeisung von trockener Druckluft aus der zentralen Druckluftversorgung des DLR-Zentrums in Göttingen. Die Zuströmtemperatur der Messstrecke kann durch Aufspaltung der Verdichterluft in einen heißen und kalten Strang (über einen Wasserkühler) und anschließendem Mischen eingestellt werden. Die Anlage ist außerdem mit einem Trocknersystem und zwei Kühlluftverdichtern ausgerüstet, die über einen Sekundärkreislauf Luft aus der Anlage entnehmen und diese der Turbine über einen Verteiler mit 10 unabhängig einstellbaren Strängen für die Kühlluftsimulation zur Verfügung stellen. Wichtig für die Bestimmung von Turbinenwirkungsgraden ist die sehr genaue Ermittlung des Massenflusses durch die Turbine. Dieses wird über kalibrierte Venturidüsen in den Hauptsträngen des Kreislaufes

gewährleistet. Zusätzlich erlaubt der Kreislauf die externe Zuführung von Sekundärluft in die Messstrecke für den Einsatz von Forschungsturbinen mit Brennkammersimulatoren.

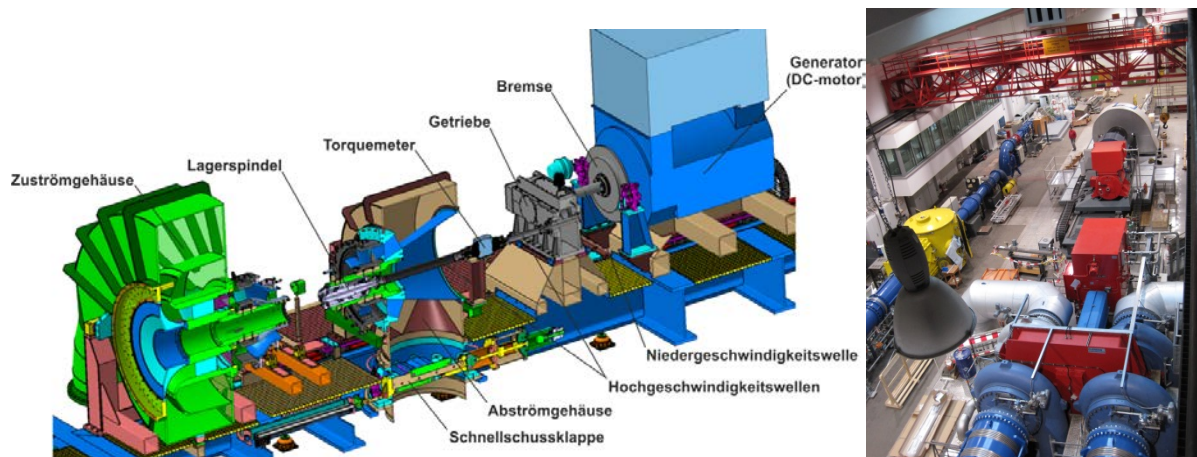


Abbildung 2-2 NG-Turb Versuchsstand und Foto der Versuchshalle

Mit dem Versuchsstand des NG-Turb in der 1. Ausbaustufe, siehe Abbildung 2-2, können Experimente an 1-welligen Hoch- (HDT), Mittel- (MDT) oder Niederdruckturbinen (NDT) mit bis zu $2\frac{1}{2}$ Stufen durchgeführt werden. Der Bereich zwischen Zu- und Abströmgehäuse erlaubt einen modularen Aufbau der Forschungsturbinen. Die Leistungsabnahme erfolgt über einen Bremsstrang mit Lagerspindel, Drehmomentenmesswelle, Getriebe und einem 1 MW DC-Motor als Bremsgenerator. Der Bremsgenerator ermöglicht die Einstellung der Turbinendrehzahl mit einer Genauigkeit von ± 1 Umdrehungen pro Minute. Die aufgenommene Leistung wird dabei in das öffentliche Stromnetz zurückgespeist. Eine Schnellschussklappe im Abströmgehäuse und eine mechanische Bremse auf der Niedergeschwindigkeitswelle verhindern eine unkontrollierte Zunahme der Turbinendrehzahl beim Versagen des Bremsgenerators bzw. während einer Notabschaltung der Anlage. Der gesamte Bremsstrang einschließlich Abströmgehäuse ist auf Schienen gelagert und kann zum Öffnen der Messstrecke und für die Montage bzw. Demontage der Turbinen in Längsrichtung verschoben werden.

Der Versuchsstand des NG-Turb ist so konzipiert, dass in einer 2. Ausbaustufe eine Erweiterung auf 2 Wellen möglich ist. Die 2. Welle wird dabei durch das Zuströmgehäuse geführt und über einen weiteren Bremsstrang mit einem 2. Bremsgenerator höherer Leistung verbunden. Damit werden auch experimentelle Untersuchungen an zweiwelligen Turbinenkonfigurationen, z. B. an einer Kombination von Hochdruck- mit Mittel- bzw. Niederdruckturbinen oder auch an gegenläufigen Turbinen, möglich.

2.1.2. Leistungsdaten

Verdichter:	Getriebeverdichter	
	Max. Druckverhältnis	≈ 14
	Eintrittsvolumenstrom	60.000 bis 230.000 m ³ /h
	Antriebsleistung	3,7 MW
Messstrecke (1. Ausbaustufe):	Anzahl Wellen	1
	Reynoldszahl	10^5 bis $1 \cdot 10^6$
	Eintrittsdruck	≈ 10 bis 200 kPa
	Eintrittstemperatur	≈ 300 bis 530 K
	Max. Druckverhältnis	≈ 10 bis 12
	Max. Massenstrom	≈ 9 kg/s
	Nabenradius	≥ 180 mm
	Gehäuseradius	≤ 450 mm
	Wellenleistung	≤ 1.000 kW
	Turbinendrehzahl	≤ 13.000 1/min
Kühlluftversorgung:	max. Kühlluftmassenstrom	1 kg/s
	Max. Kühlluftdruck	≈ 300 kPa
	Kühllufttemperatur	≈ 290 bis 300 K

2.1.3. Aufbauphasen

Der Aufbau der gesamten Anlage des NG-Turb erfolgte komponentenweise in mehreren Phasen über einen Zeitraum von ca. 8 Jahren von 2009 bis 2016. Diese werden im Folgenden dargestellt.

- Verdichteranlage
 - Erstellung des Leistungsumfanges und der Spezifikation
 - Europaweite Ausschreibung
 - Prüfung der Angebote und Auswahl des Herstellers (MAN Diesel & Turbo SE aus Oberhausen)
 - Fertigung und Montage des Verdichters beim Hersteller
 - Aufstellen der Anlage in der Versuchshalle

- Strömungskreislauf (Verrohrung) einschließlich Integration der Armaturen und Anschlüsse der Hilfsaggregate (Druck- und Kühlluftversorgung, Vakuumpumpe usw.) und Anschluss des Windkanals für ebene Gitter (EGG)
 - Erstellung des Kreislaufschemas und Anfertigung einer Designstudie durch das Systemhaus Technik (SHT) des DLR
 - Konstruktion der Verrohrung durch die Fa. KOERNIG-WEBER GmbH & Co. KG
 - Erstellung des Leistungsumfanges und der Spezifikation für die Fertigung und Montage der Verrohrung
 - Europaweite Ausschreibung für Fertigung und Montage
 - Prüfung der Angebote und Auswahl des Herstellers (RAR-Rohrleitungs GmbH aus Recklinghausen)
 - Vorfertigung der Verrohrung beim Hersteller
 - Montage der Verrohrung in der Versuchshalle

- Versuchsstand einschließlich Messstrecke zur Kalibrierung der Venturidüsen
 - Erstellung einer Designstudie durch das Systemhaus Technik (SHT) des DLR
 - Erstellung des Leistungsumfanges und der Spezifikation
 - Europaweite Ausschreibung für Konstruktion, Fertigung und Montage
 - Prüfung der Angebote und Auswahl des Herstellers (Ingenieurbüro Isler AG aus der Schweiz)
 - Konstruktion und Fertigung der Komponenten des Bremsstranges durch die Fa. Torquemeters Ltd aus England
 - Fertigung des Versuchstandes bei der Fa. Promec-Estech AG in der Schweiz
 - Abnahme des Versuchstandes beim Hersteller
 - Montage des Versuchstandes und Hauptkomponenten des Bremsstranges (Getriebe, Bremsgenerator) in der Versuchshalle
 - Montage und Ausrichten der Wellensysteme des Bremsstranges durch die Fa. AMServ Nord GmbH & Co. KG aus Hamburg
 - Montage der Kalibriermessstrecke mit den Zu- und Abströmgehäusen der InterTurb-Forschungsturbine

- Implementierung der Steuerung für den NG-Turb in die Siemens SPS-Steuerung der in der Abteilung Turbine vorhandenen Anlagen ebener und rotierender Gitterkanal (EGG, RGG) durch die Fa. Krauskopf Elektrotechnik GmbH & Co. KG aus Biebertal
 - Erweiterung der Stromlauf- und Schaltpläne
 - Bestellung und Lieferung der Hardware (Elektronik, PC's, Verkabelung usw.)
 - Montage der Hardware
 - Installation der Software (Erstellen der Steuerprogramme)

- Testen und Überwachen der Steuerung während der Inbetriebnahmephasen des NG-Turb
- Begleitende Baumaßnahmen
 - Freiräumen der Versuchshalle (Öffnung Hallenboden, Dachöffnung für Einbringung des neuen Verdichters)
 - Dachverschluss nach Einbringung des Verdichters
 - Montage des Hochöllagers
 - Tragwerksplanung, Fertigung und Montage des Stahlbaus zur Aufnahme des Versuchsstandes
 - Sanierung der Versuchshalle und des Hallenkrans (neue Laufkatze)
- Abnahme der Gesamtanlage durch den TÜV Rheinland Industrie Service GmbH
 - Auf Anforderung des TÜV Rheinland wurden zusätzliche Sicherheitsarmaturen gegen Überdruck (Berstscheiben, Sicherheitsventile, Rückschlagklappen) in die Verrohrung integriert
 - Der Einbau erfolgte von der Fa. RAR-Rohrleitungs GmbH aus Recklinghausen

2.1.4. Inbetriebnahme

Die Inbetriebnahme des NG-Turb wurde abhängig von der Fertigstellung der Hauptkomponenten in 4 Stufen durchgeführt:

1. Inbetriebnahme der Verdichteranlage mit Strömungskreislauf über den Umblasebypass (Anfahren von vorgegebenen Betriebspunkten, Einstellen der Pumpgrenze, Festlegen der Regellinien und des Regelungskonzepts)
2. Inbetriebnahme des Windkanals für ebene Gitter (EGG) im geschlossenen Kreislauf mit Antrieb der Verdichteranlage
3. Inbetriebnahme des gesamten Strömungskreislaufes des NG-Turb mit der im Versuchsstand eingebauten Kalibriermesstrecke (Kalibrierung der Venturidüsen)
4. Inbetriebnahme des NG-Turb mit der InterTurb-Forschungsturbine (erstmalige Inbetriebnahme des Bremsstranges zur Leistungsaufnahme der Turbine)

Während der Inbetriebnahme mit dem InterTurb-Rig, insbesondere mit dem Bremsstrang zur Leistungsaufnahme, traten eine Reihe von technischen Schwierigkeiten auf, die zu einer erheblichen Verzögerung des Forschungsvorhabens gegenüber dem ursprünglichen Zeitplan geführt haben. Im Folgenden werden diese technischen Schwierigkeiten beschrieben und die entsprechenden Maßnahmen zur Behebung dieser dargelegt.

2.1.4.1. Ölleckage an der Lagerspindel

Bei der ersten Inbetriebnahme mit dem InterTurb-Rig wurde Öl im Ringraum der Turbine festgestellt. Nach Ausbau des Rigs zeigte sich, dass Öl aus dem Frontlager der Spindel ausgetreten ist, siehe Abbildung 2-3 Ölaustritt an der Lagerspindel (Rotorebene), und sich durch den Unterdruck hinter der letzten Turbinenstufe im Abströmgehäuse und den stromab liegenden Rohrleitungen ausgebreitet und diese stark verunreinigt hat. Die folgenden Maßnahmen wurden zur Behebung durchgeführt:

- Vollständige Demontage des Turbinenrigs
- Reinigung der Komponenten, des Abströmgehäuses und der nachfolgenden Rohrleitungen
- Einbau einer Vorrichtung zur Zuführung von Sperrluft mit höherem Druck hinter dem Rotor der letzten Turbinenstufe bei Betrieb

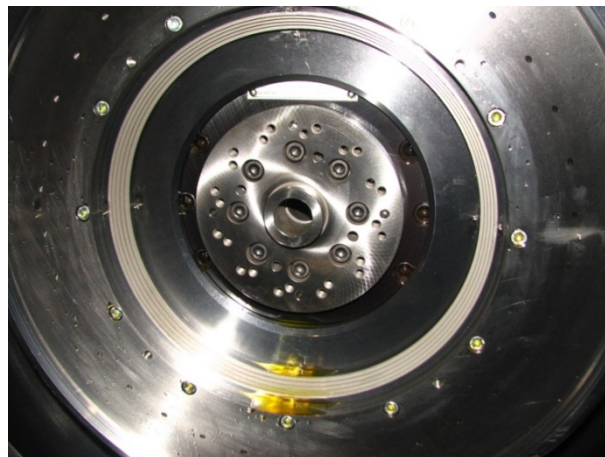


Abbildung 2-3 Ölaustritt an der Lagerspindel (Rotorebene)

2.1.4.2. Ölleckage am Getriebe

Beim Hochfahren der Anlage zur Ölversorgung des Getriebes und auch teilweise während des Betriebes wurde Ölaustritt am Wellenstutzen auf der Hochgeschwindigkeitsseite des Getriebes beobachtet. Die folgenden Maßnahmen zur Untersuchung und Behebung wurden durchgeführt:

- Ausbau der Hochgeschwindigkeitswelle zwischen Getriebe und Drehmomentenmesswelle (Torquemeter)
- Öffnen der Lagerdeckel am Getriebe, Überprüfen der Wellenlager und des Ölabflusses zwischen Lager und Deckel
- Einbau einer Vorrichtung zum Auffangen und Ableiten des Leckageöls, siehe Abbildung 2-4
- Absenken des Öldrucks auf der Zuführseite durch Einstellungen an der Ölversorgung
- Einbau eines Durchflussmessgerätes zur Messung und Überwachung des Ölvolumenstromes

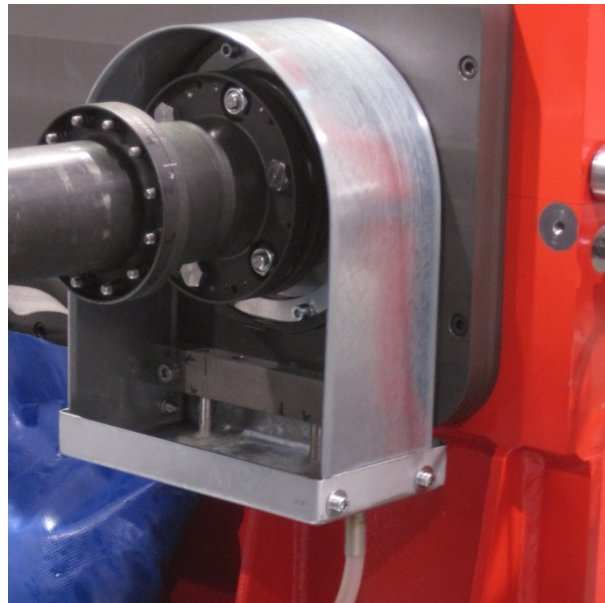


Abbildung 2-4 Auffangvorrichtung für Leckageöl am Getriebe

2.1.4.3. Schwingungen an Torquemeter und Getriebe

Die Hoch- und Niedergeschwindigkeitswellen des Bremsstranges wurden einzeln für sich ausgewuchtet und montiert. Für die Beseitigung der letzten Unwucht nach der Montage und für die Schwingungsüberwachung bei Betrieb wurde der gesamte Bremsstrang mit Schwingungsaufnehmern ausgerüstet. Die Positionen können aus Abbildung 2-5 entnommen werden. Bei Inbetriebnahme des Bremsstranges stellte sich dann heraus, dass noch erhebliche Schwingungen an den Hochgeschwindigkeitswellen, an der Drehmomentenmesswelle (Torquemeter) und am Getriebe auftraten. Für die Analyse wurden diese Bereiche mit zusätzlichen Schwingungsaufnehmern versehen, siehe Abbildung 2-6 und Abbildung 2-7. Ein Grund für die Schwingungen waren ein zu weiche Lagerung der Drehmomentenmesswelle und eine ungenaue Zentrierung der Verbindung (Kupplungskopf) zwischen CFK-Hochgeschwindigkeitswelle und der Lagerspindel. Die folgenden Maßnahmen wurden zur Behebung eingeleitet:

- Ausbau der CFK-Hochgeschwindigkeitswelle
- Modifikation des Kupplungskopfes für eine bessere Zentrierung der Verbindung Welle-Lagerspindel
- Auswuchten der CFK-Hochgeschwindigkeitswelle bei der Fa. Schenck AG
- Anbringung von Versteifungen am Halter der Drehmomentenmesswelle (Abbildung 2-8)
- Wiedereinbau der Wellen und Wuchten des Bremsstranges

Die Schwingungen an den Hochgeschwindigkeitswellen und am Torquemeter konnten damit erheblich reduziert werden. Als Beispiel sind in Abbildung 2-9 die Schwinggeschwindigkeiten der Hochgeschwindigkeitswellen über der Drehzahl aufgetragen. Die kritische Drehzahl bei 4.000 U/min

ist bei Betrieb des Bremsstranges zu vermeiden. Diese liegt unterhalb des Betriebsbereiches des InterTurb-Rigs.

Im Zuge der Untersuchungen zu den Schwingungen im Bereich der Hochgeschwindigkeitswelle wurde zur Ursachenanalyse ein analytisches Modell zur Bestimmung der Eigenfrequenzen aufgestellt. Mit Hilfe dieses Modells wurde ein Eigenmode welcher sich als Torsionsschwingung ausbildet identifiziert. Da eine solche Torsionsschwingung im ungünstigsten Fall zum Bersten der Welle und dadurch zu einem möglichen Verlust der Forschungsturbine führen kann, wurde ein System zur Überwachung der Torsionsschwingung erarbeitet, welches im Bereich der Messtechnik beschrieben ist (DrehSchwingsüberwachung). Nachdem die Überwachung einsatzbereit war, wurde festgestellt, dass die Torsionsschwingung durch die Regelung des Bremsgenerators angeregt wird. Durch die Beeinflussung der Regelparameter konnten die Schwingungsamplituden in einen akzeptablen Bereich abgesenkt werden.

Die genauen Ursachen für hohe Schwingungen am Getriebe konnte bisher nicht eindeutig identifiziert werden. Ohne Belastung (Drehmoment) zeigen sich im Drehzahlbereich bis ca. 12.000 U/min nur relativ kleine Schwingungsniveaus, dagegen steigen die Amplituden bei höheren Drehmomenten stark an. In Zusammenarbeit mit dem DLR-Institut für Aeroelastik wurde eine Schwingungsanalyse durchgeführt. Die Ergebnisse wurden an den Hersteller des Getriebes (BCSA Gear AG aus Frankreich) gesendet mit der Bitte um weitere Analyse und der Überprüfung und Service vor Ort durch entsprechende Fachexperten.

Ohne eine Reduzierung der Schwingungen am Getriebe limitieren die in der Betriebsanleitung angegebenen Grenzen für die Schwinggeschwindigkeiten einen weiten Betriebsbereich der InterTurb-Turbine. Ein Vorgehen zur Behebung dieses Problems befindet sich der Umsetzung.

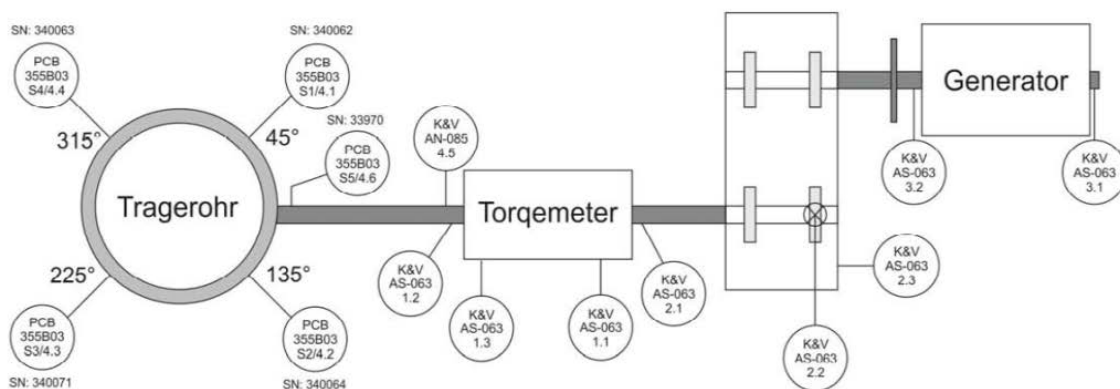


Abbildung 2-5 Positionen der Schwingungsaufnehmer am Bremsstrang

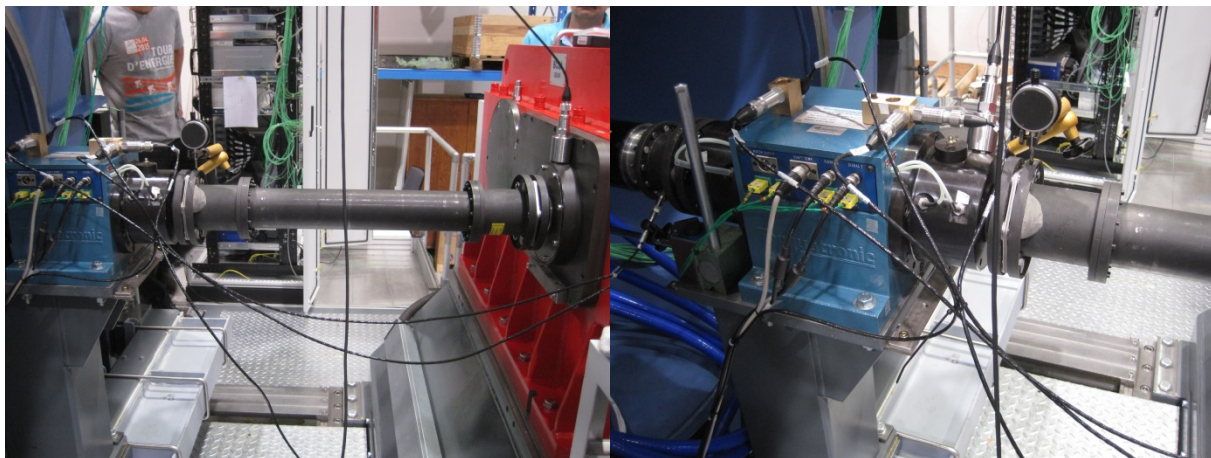


Abbildung 2-6 Zusätzliche Instrumentierung zur Schwingungsanalyse und Auswuchten am Torquemeter

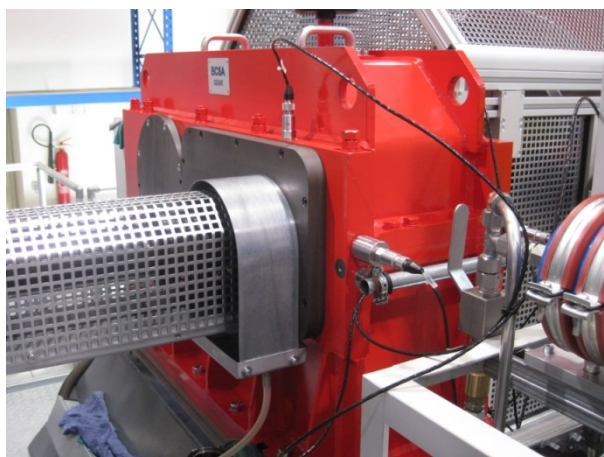


Abbildung 2-7 Positionen zusätzlicher Schwingungsaufnehmer am Getriebe

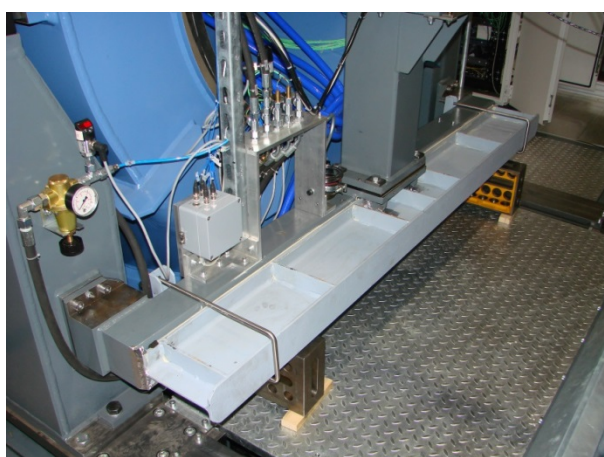


Abbildung 2-8 Verstärkungen am Halter der Drehmomentenmesswelle (Torquemeter)

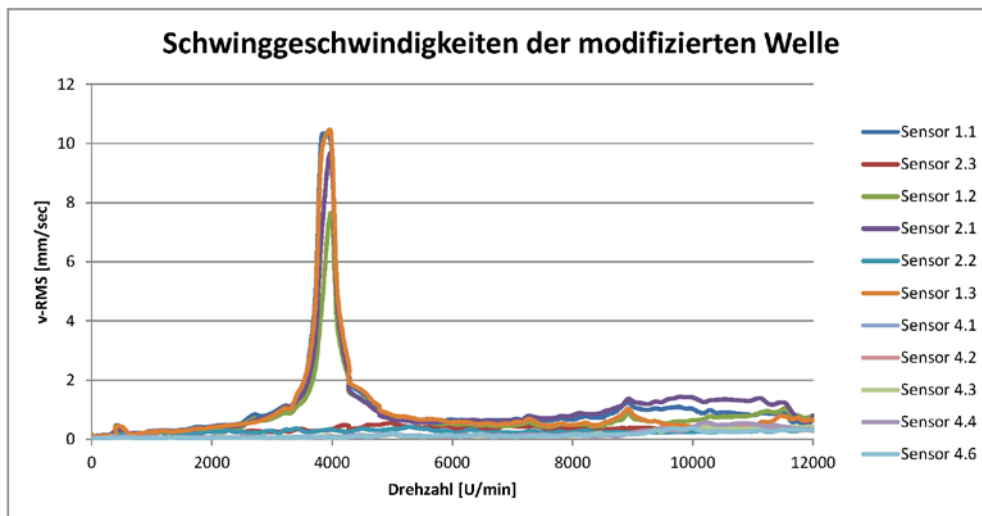


Abbildung 2-9 Schwinggeschwindigkeiten der modifizierten Hochgeschwindigkeitswelle

2.1.4.4. Thermisches Verhalten in der Zuströmung des Turbinenrigs

Infolge der Temperaturverteilung im Eintritt der Messstrecke und die damit verbundenen unterschiedlichen Aufheizungen der Streben und der inneren und äußeren Gehäuseteile in der Zuströmung des Turbinenrigs, insbesondere auch beim Hoch- und Runterfahren der NG-Turb Anlage, entstehen thermische Spannungen, die zum Versagen der Bauteile führen können. Aus diesem Grund mussten nachträglich Vorrichtungen zur Verringerung der Temperaturunterschiede durch partielle Aufheizung bzw. Kühlung in der Zuströmung der Turbine beschafft und angebracht werden, siehe Abbildung 2-10:

- Elektrische Heizmatten einschließlich Steuersystem
- Druckluftanschlüsse für die Zuführung von Kühlluft

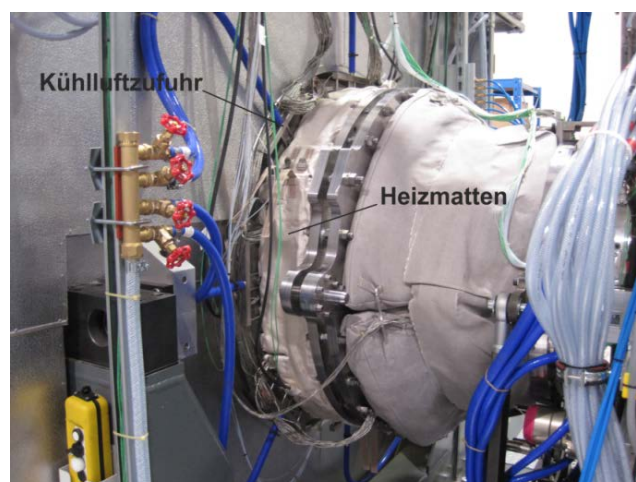


Abbildung 2-10 Vorrichtungen zum Temperatenausgleich in der Zuströmung des Turbinenrigs

2.1.4.5. Kalibrierung der Venturidüsen

Im neuen Turbinenprüfstand NG-Turb werden die Massenströme durch die Forschungsturbinen mit Hilfe von Venturidüsen, die in dem Strömungskreislauf der Anlage angeordnet sind, gemessen. Die genaue Bestimmung dieser Massenströme ist eine wesentliche Voraussetzung für die akkurate Berechnung von Turbinenkenngößen (z. B. Wirkungsgrade) aus den experimentellen Ergebnissen.

In dem geschlossenen Strömungskreislauf des NG-Turb, werden zwei Venturidüsen im heißen und kalten Strang stromauf und eine Venturidüse stromab der Turbinenmessstrecke eingesetzt (Abbildung NGT01). Aus Platzproblemen und wegen der relativ großen Rohrleitungen im Kreislauf konnten diese nicht exakt normgerecht eingebaut werden. Insbesondere die zu großen Hauptabmessungen der Venturidüsen und die zu kurzen störungsfreien Rohrstrecken im Ein- und Auslauf entsprechen nicht den in DIN EN ISO 5167-3 vorgegebenen Anforderungen. Aus diesen Gründen und um die Genauigkeit der Massenflussbestimmung zu maximieren, wurden die Venturidüsen mit Hilfe eines speziellen Ringkanals in der Messstrecke des NG-Turb kalibriert, siehe Abbildung 2-11.

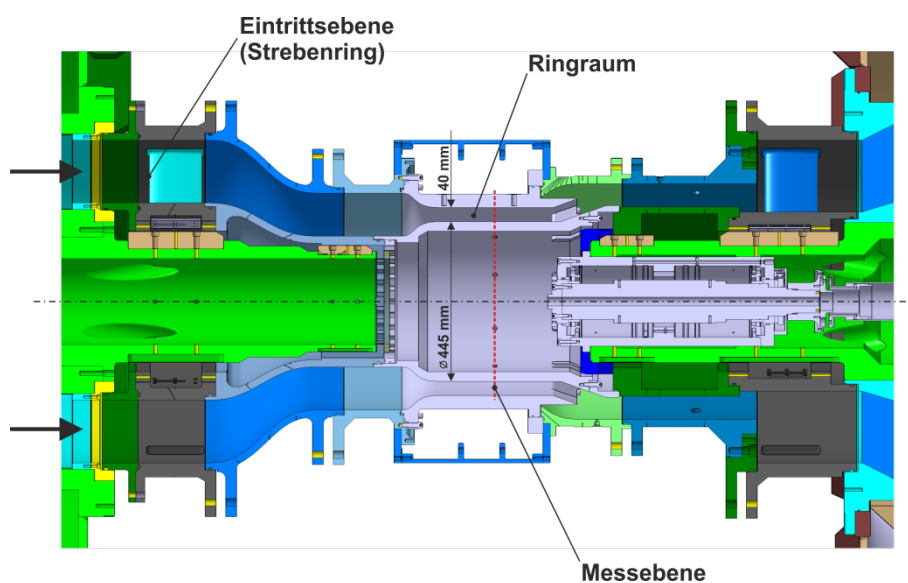


Abbildung 2-11 Messstrecke zur Kalibrierung der Venturidüsen am NG-Turb

Der Ringkanal wurde an Stelle einer Forschungsturbine in die Messstrecke eingebaut. Eintrittsbedingungen, Totaldrücke und Totaltemperaturen, werden an dem Strebenring in der Eintrittsebene der Messstrecke aufgenommen. Der Referenzmassenstrom, das sogenannte Kalibriernormal, wurde durch genaue Vermessung des radialen Strömungsprofils bzw. der Naben- und Gehäusegrenzschichten in der Messebene des Ringraumes bestimmt. Dazu ist die Ringraummessebene mit Wanddruckbohrungen und je eine in radialer Richtung verschiebbare Grenzschichtsonde (abgeflachte Pitotsonde) für Nabe- und Gehäuse ausgerüstet.

Die Experimente wurden in drei Messkampagnen mit insgesamt 38 Operationspunkten durchgeführt und umfassten einen sehr weiten Massenstrom- bzw. Reynoldszahlbereich, um auch die Betriebspunkte zukünftiger Forschungsturbinen abdecken zu können. Typische gemessene Druck- und Temperaturverläufe in der Eintrittsebene, statische Naben- und Gehäusedrücke und Grenzschichtprofile im Ringkanal sind in den Abbildung 2-12 und Abbildung 2-13 dargestellt.

Aus den mit den Grenzschichtsonden gemessenen Totaldruckverläufen und den Wanddrücken wurden die Geschwindigkeitsprofile der Naben- und Gehäusegrenzschichten und aus diesen wiederum die integralen Grenzschichtparameter ermittelt. Dabei wurde angenommen, dass die Strömung in der Messstrecke adiabat verläuft und dass die Totaltemperatur in der Grenzschicht gleich der gemittelten Totaltemperatur im Messstreckeneintritt gesetzt werden kann.

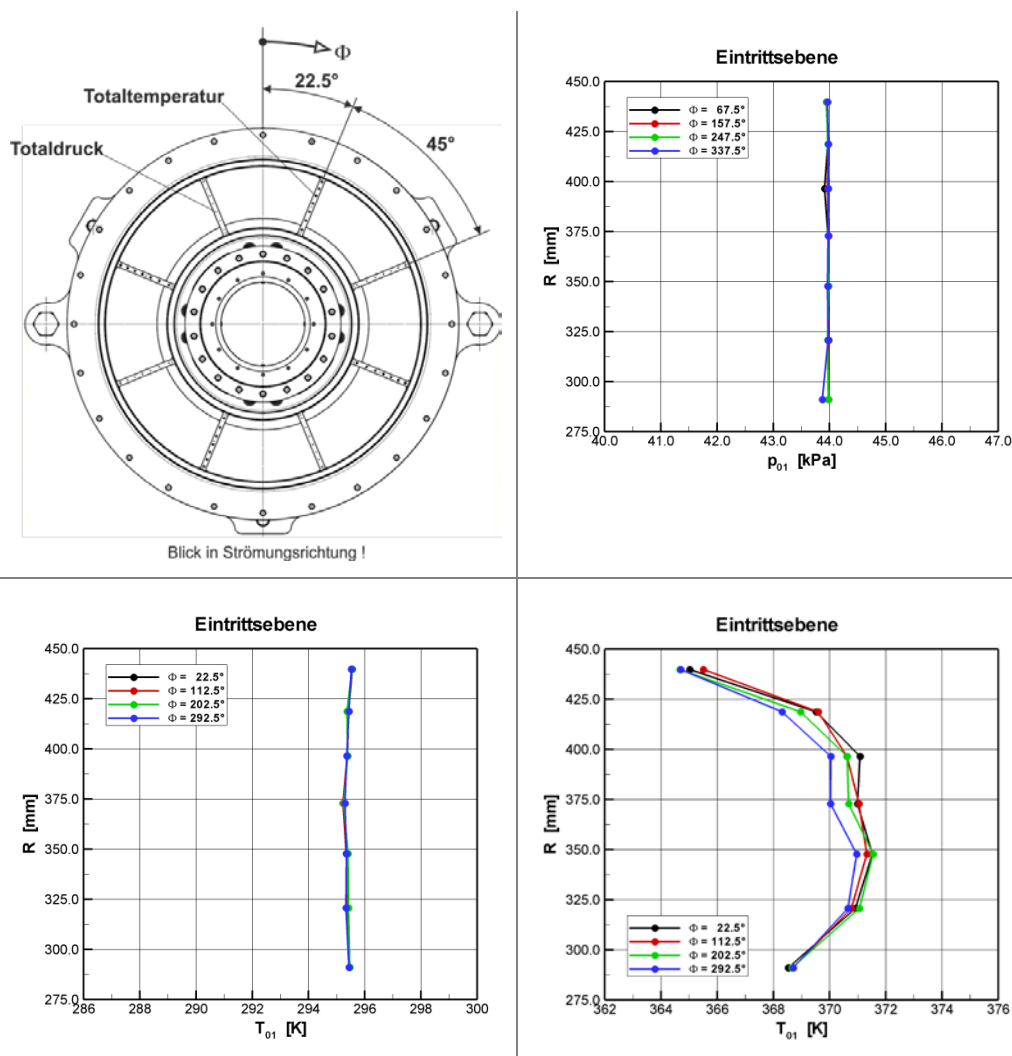


Abbildung 2-12 Messpositionen, typische radiale Totaldruck- und Temperaturprofile (bei heißer und kalter Strömung) in der Eintrittsebene der Kalibrierstrecke

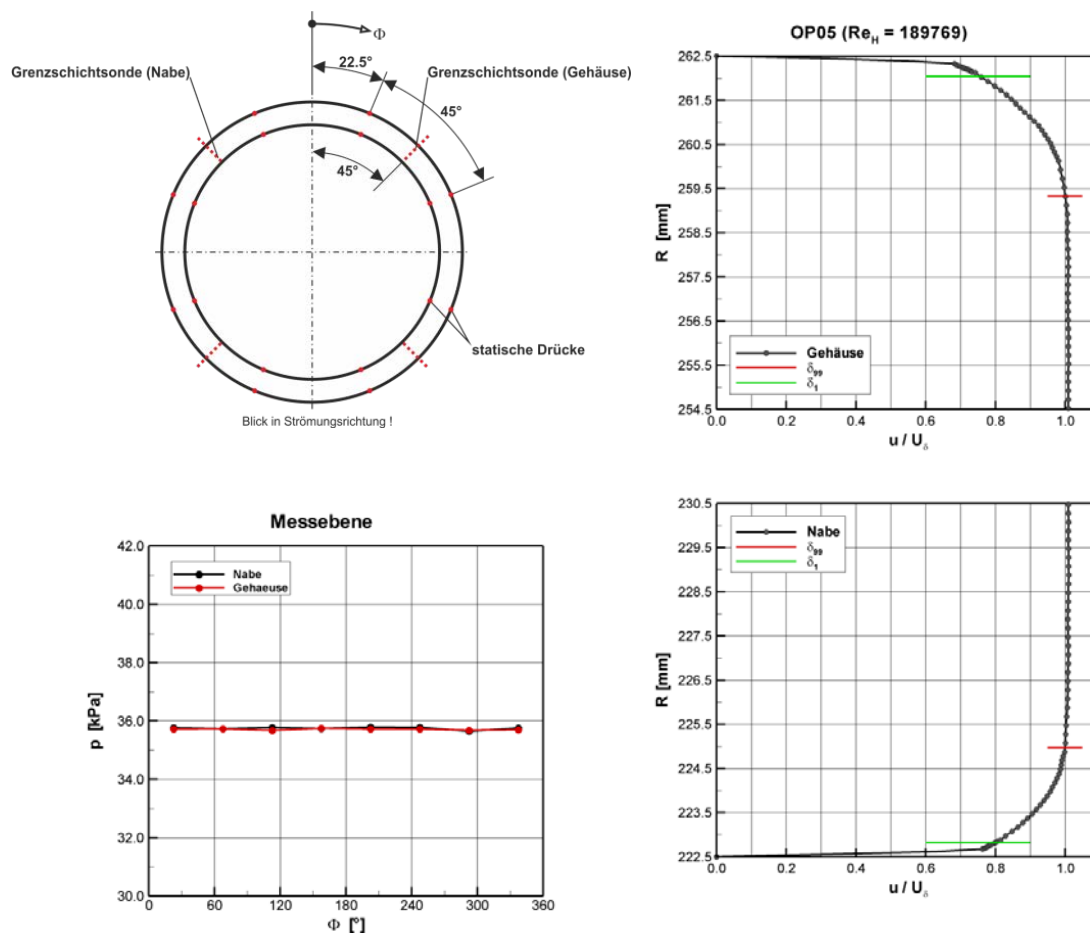


Abbildung 2-13 Messpositionen, typische Wanddrücke und Grenzschichtprofile an Nabe und Gehäuse im Ringkanal der Kalibrierstrecke

Für die Bestimmung des Referenzmassenflusses im Ringraum sind von den Grenzschichtparametern lediglich die Verdrängungsdicken an Nabe und Gehäuse relevant. Die Diagramme in Abbildung 2-14 zeigen die Verdrängungsdicken, aufgetragen über den mit der nominellen Ringraumhöhe berechneten Reynoldszahlen Re_H in der Messebene. Die Werte aus den Messungen wurden mit den in rot dargestellten Funktionen approximiert. Die Berechnung der Referenzmassenströme erfolgte über die mit den Näherungsfunktionen der Grenzschichtverdrängungsdicken korrigierte effektive Querschnittsfläche des Ringraumes.

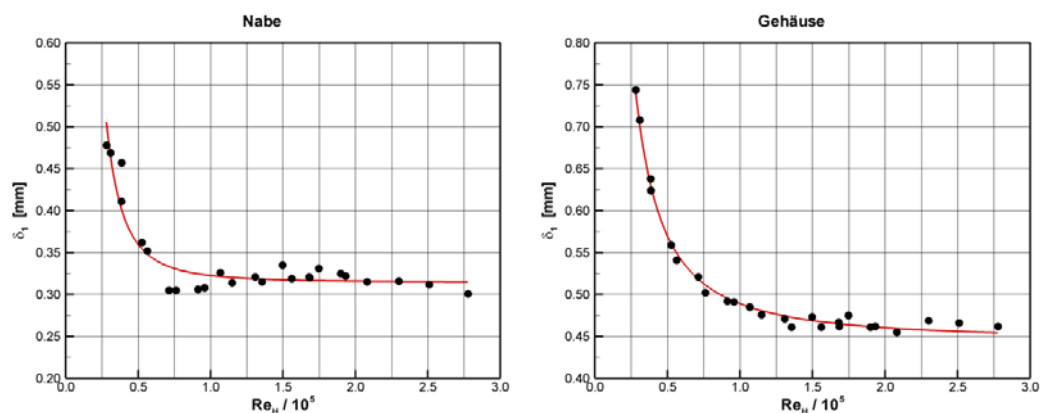


Abbildung 2-14 Verläufe der Grenzschichtverdrängungsdicken an Nabe und Gehäuse im Ringkanal (Messwerte und Näherungsfunktionen)

Mit den Referenzmassenströmen aus dem Ringkanal und den gleichzeitig entsprechend der DIN-Norm ermittelten Massenströmen der Venturidüsen im Strömungskreislauf wurden die Kalibrierfunktionen der Venturidüsen berechnet. Die Abbildung 2-15 zeigt eine solche Kalibrierfunktion für die Venturidüse stromab der Messstrecke, d. h. das Verhältnis von Referenzmassenstrom zu Massenstrom der Venturidüse, jeweils einmal über den Massenfluss und einmal über der Reynoldszahl der Venturi aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Art der Auftragung äquivalent ist. Die Verläufe der Messpunkte lassen sich sehr gut mit Polynomfunktionen approximieren (Least Square Fits). Diese sind mit den roten Kurven in den Diagrammen dargestellt und können direkt als Kalibrierkoeffizienten (Faktoren) für die Korrektur der mit den Venturidüsen gemessenen Massenflüsse eingesetzt werden.

Die bei der Massenflussmessung mit den Venturidüsen auftretenden Fehler ergeben sich aus der Streuung der Messpunkte von den Least Square Fits in den Diagrammen. Damit lassen sich bei der Anwendung der Kalibrierung relative Fehler von ca. 0.20 % für die Venturidüse stromab der Messstrecke, von ca. 0.28 % für die Venturidüse im kalten Strang stromauf der Messstrecke und von ca. 0.46 % für die Venturidüse im heißen Strang stromauf der Messstrecke vorhersagen. Damit wird die Massenstrombestimmung am NG-Turb wesentlich genauer verglichen mit einer normgerechten Ermittlung nach DIN EN ISO 5167.

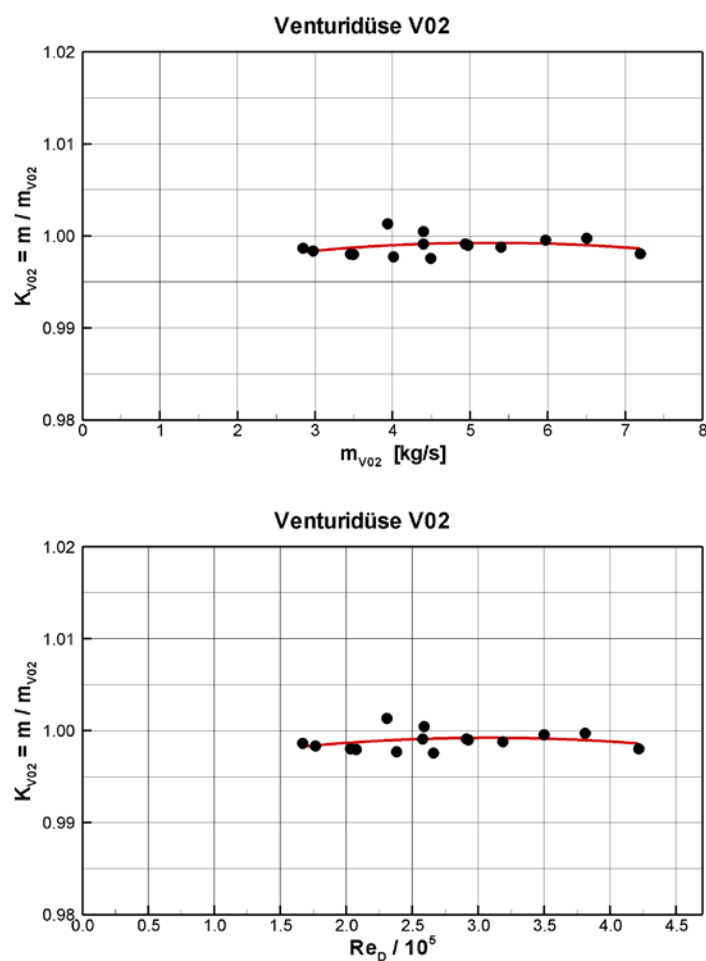


Abbildung 2-15 Verlauf des Massenstromverhältnisses (Kalibrierkoeffizienten) für die Venturidüse stromab der Messstrecke

2.2. Erfassung von Messdaten

Für die Erfassung von Messdaten am Turbinenprüfstand NG-Turb wurde Messtechnik in erheblichem Umfang installiert. Dabei wird unterschieden zwischen Messtechnik zur Steuerung des Prüfstandes und Messtechnik zur Erfassung der wissenschaftlich relevanten Messdaten, welche sich durch eine deutlich höhere Genauigkeit auszeichnet. Die Messtechnik für den Versuchsträger ist allgemein beschafft worden, wird aber teilweise auf das jeweilige zu messende Turbinerig angepasst. Insgesamt können ca. 1000 Drücke und 600 Temperaturen erfasst werden.

Zum Betrieb der Anlage werden neben Drücken und Temperaturen auch Drehzahlen, Volumenströme (z.B. für Ölmengen und Kühlwasser), Ströme, Luftfeuchtigkeit und Schwingungen gemessen, um zum einen den sicheren Betrieb der Anlage zu gewährleisten und zum anderen die

gewünschten Randbedingungen für die Turbinentests einzustellen. Die Daten der Anlage werden abgespeichert, um eine grundlegende Verifizierung der Messergebnisse und die Optimierung des Kanalbetriebs zu erlauben. Im Zuge der Inbetriebnahme des Prüfstandes erwies es sich als notwendig Torsionsschwingungen auf der schnelldrehenden Welle des Bremsstranges zu messen. Bei der schwingungstechnischen Analyse des Bremsstranges wurde eine Torsionsschwingung festgestellt, welche möglicherweise angeregt wird. Diese Schwingung birgt die Gefahr, dass die Welle birst und die Turbine somit nicht mehr abgebremst werden kann. Das hätte den Verlust des Rigs zur Folge.

Neben Drücken und Temperaturen des Turbinenrigs, welche mit wenigen Hertz erfasst werden, sind für zeitaufgelöste Messungen ca. 70 Aufnehmer mit einer maximalen Abtastrate von 2,5 Megasamples pro Sekunde vorhanden. Diese werden z.B. für Kulitemessungen auf dem Stator 2 des InterTurb-Rig verwendet. Zur Erfassung der Leistungsdaten wie Drehmoment, Drehzahl und damit letztendlich des Wirkungsgrades der Turbine wird die Drehmomentenmesswelle der Fa. Torquemeter eingesetzt.

2.2.1. Zeitaufgelöste Drehmomentmessung

Für die Bestimmung des von der Turbine an den Generator abgegebenen Drehmoments befindet sich in der Welle zwischen Turbinenrad und Getriebe/Generator eine Drehmomentmesswelle. Die dazugehörige Auswerteelektronik liefert ca. einen (gemittelten) Messwert je Sekunde. Durch diese geringe zeitliche Auflösung geht die Information über schnelle Drehmomentänderungen (also z.B. Drehschwingungen) verloren. Um diese Drehschwingungen zu messen, wurde eine Auswerteelektronik entwickelt. Sie ist in der Lage maximal 12.500 Drehmomentmesswerte pro Sekunde aufzunehmen, bauartbedingt aber maximal 168 Messwerte je Umdrehung. Die Auflösung eines möglichen Drehmoments beträgt dabei 0,176Nm. Dabei ist zu beachten, dass die Messwerte mit einem Rauschen von ca. 4Nm überlagert sind. Die Überwachung von Drehmoment Spitzenwerten kann dabei lückenlos während des Betriebs erfolgen. Bei Bedarf kann der Drehmomentverlauf über maximal 2000 Messpunkten aufgezeichnet und visualisiert werden. Somit ist die Überwachung von Torsionsschwingungen auf der Turbinenwelle sichergestellt.

2.2.2. Sondenmesstechnik

Zur Messung der Strömung wurden im Hinblick auf die InterTurb-Turbine mehrere Sonden entwickelt, welche bei den vergleichsweise hohen Temperaturen von bis zu 250°C am Turbineneintritt eingesetzt werden können. Mehrlochsonden (Abbildung 2-16) mit Druck- und Temperaturmessung dienen der Bestimmung des Totaldrucks, der Totaltemperatur, der Machzahl und des Strömungsvektors. Dies wird ermöglicht durch die Kalibrierung der Sonden im Sondeneichkanal Göttingen (SEG). In diesem können Mach- und Reynoldszahl sowie die Strömungswinkel unabhängig voneinander variiert werden. Des Weiteren gibt es für die Vermessung der Eintrittsrandbedingungen in die Turbine Grenzschichtsonden für Druck und für Temperatur. Für instationäre Messungen vor allem in der Abströmung der Rotoren gibt es Kulite-Sonden. Die

Messung mit einer Sonde findet an einer räumlichen Position statt. Um das gesamte Strömungsfeld in einer Ebene vermessen zu können, muss die Sonde sowohl radial als auch in Umfangsrichtung relativ zu den Schaufeln bewegt werden. Die radiale Bewegung wird durch Sondenverschiebegeräte realisiert, welche zusätzlich die Sonden in die Strömung ausrichtet und damit den Kalibrierumfang verringert. Die Sondenverschiebegeräte wurden innerhalb des InterTurb-Vorhabens mit Berücksichtigung der hohen Temperaturen entwickelt. Für die relative Bewegung der Sonden zu den Statorschaufeln wurden im InterTurb-Vorhaben die Statoren sowie die Brennkammer beweglich, mit einem rotarischen Freiheitsgrads ausgestattet. Dies ermöglicht zusätzlich die Veränderung der relativen Positionen der Statoren und der Brennkammer zueinander um eine clocking-Studie durchführen zu können.



Abbildung 2-16 Hochtemperatursonde

2.2.3. Spaltweitenmessung

Im InterTurb-Vorhaben sollten mehrere Spaltweiten über den Rotorschaufeln vermessen werden. Die Messung des Radialspaltes über den Rotorschaufeln (tip clearance) des InterTurb-Rigs sollte mit dem KAPA Tip Clearance Measurement System der Firma Hytron erfolgen. Dabei handelt es sich um ein System bestehend aus einer Auswerteeinheit und mehreren kapazitiven Sensoren. Diese Sensoren ändern ihre elektrische Kapazität, wenn elektrisch leitende Materialien (z.B. Turbinenschaufeln) in deren Nähe kommen (Die Sensoren bilden mit diesen Materialien eine Art Kondensator). Diese Änderung ist auch abhängig davon, wie nah sich diese Materialien vor dem Sensor befinden. Da diese Abhängigkeit aber stark nichtlinear ist und auch andere Effekte Einfluss auf die Kapazität haben (Änderung der Permittivität des Dielektrikums oder die Größe der Oberfläche der Kondensatorplatten) ist es nötig, die Sensoren möglichst direkt an der späteren Messstelle zu kalibrieren, damit die Kapazitätsänderungen in einen Spaltabstand umgerechnet werden können. Erste Tests haben gezeigt, dass die vom Hersteller mitgelieferte Kalibrierung mit der Form der Schaufelspitzen nicht zurechtkommt. Eine Bestimmung der Spaltmaße mit der Auswerteeinheit von Hytron war so nicht zuverlässig möglich. Aus diesem Grund wurden bei den Messungen der Spaltweiten analoge Signale aufgezeichnet, die von dem Hytron Gerät für jeden Kanal geliefert werden. Diese Signale spiegeln den Kapazitätsverlauf am entsprechenden Sensor wieder. Die

Aufzeichnung erfolgte mit einer zeitlichen Auflösung von maximal 800.000 Messungen pro Sekunde sowie einer Auflösung der elektrischen Spannung von 12 Bit. Diese Daten wurden dann durch eigens vom DLR dafür erstellte Programme ausgewertet und in ein Spaltmaß für jede Schaufel umgerechnet.

Hierzu wird das Analogsignal in einzelne Abschnitte pro Rotorschaukel zerlegt (siehe Abbildung 2-17) und bezüglich der Extrema ausgewertet. Anhand von im Vorfeld gewonnenen Kalibrierdaten kann anschließend der Abstand zwischen Sensorkopf und Schaufelspitze bestimmt werden. Bei der Betrachtung der Analogsignale konnten Oberschwingungen über der eigentlichen Signalantwort identifiziert werden, die die Spaltbestimmung deutlich verfälschen können. Aus diesem Grund wurde eine Rauschfilterung mit Hilfe der diskreten Wavelettransformation im Programm implementiert, die das Störsignal weitest möglich aus dem Analogsignal entfernt. Um den Einfluss stochastischer Schwankungen zu minimieren, werden für die Auswertung des Spalts 6 Umdrehungen des Rotors ausgewertet und darüber gemittelt. Die derart gewonnenen Daten können im Anschluss in einer übersichtlichen Weise visualisiert werden, wodurch die Auswertung und Bewertung gegenüber der direkten Ausgabe der Hytron Software verbessert werden konnte. Durch die Möglichkeit der detaillierten Auswertung konnte in Testversuchen eine Drehzahlabhängigkeit der Messmethode nachgewiesen werden. Die hierdurch verursachten Abweichungen gegenüber der analytisch erwarteten radialen Dehnung wurden in der Messunsicherheit der Spaltbestimmung berücksichtigt.

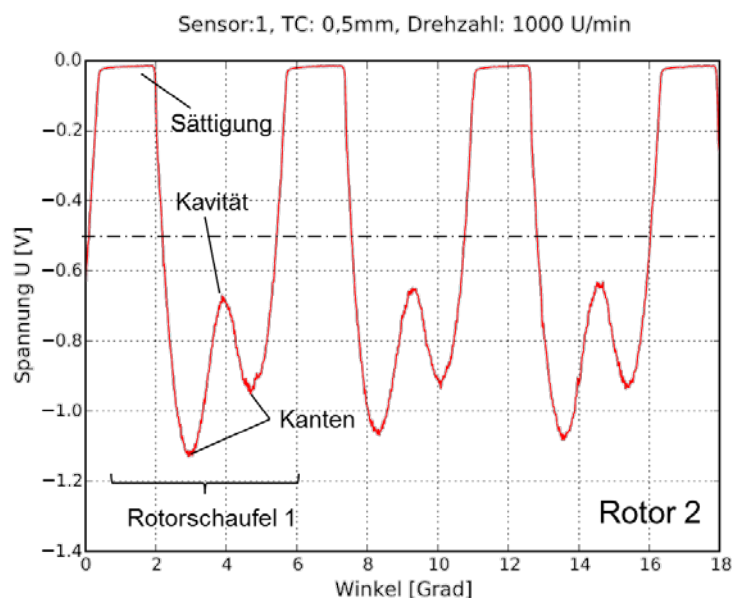


Abbildung 2-17 Analogsignal des Spaltmesssystems bei Rotor 2

2.2.4. Temperaturmessung

Zur Bestimmung der Temperatur an den Messstellen kommt eine Messkette bestehend aus einem Temperaturfühler, einer Vergleichsstelle, Datenkabeln, einem Multiplexer und einem Datenlogger

zum Einsatz. Als Temperaturfühler dienen standardmäßig Mantelthermoelemente des Typs K mit der Toleranzklasse 1 nach DIN EN 60584. Wird diese Messkette ohne weitere Kalibrierung verwendet, so ergibt sich anhand der Herstellerangaben eine erweiterte Messunsicherheit von 2,1 K in einem Erwartungsintervall von 95% bei der Betrachtung des Temperaturmessbereichs zwischen -40°C und 350°C. Für einige Messstellen ist diese Toleranz ungenügend. Aus diesem Grund sind intern Kalibrierungen durchgeführt worden, bei denen nicht allein der Messfühler sondern die gesamte Messkette untersucht wird. Diese Art der Kalibrierung ist notwendig, da eine im Vorfeld durchgeführte Analyse der Einflussgrößen auf die Temperaturmesskette zeigte, dass einige Messglieder einen signifikanten Einfluss auf die Genauigkeit und die Präzision der Messung besitzen. Die gewonnenen Erkenntnisse aus dieser Untersuchung flossen des Weiteren direkt in die Instrumentierung ein, um systematische Fehlerquellen, die bspw. durch die Positionierung der Übergangshülsen, Lemo-Kupplungen und der Vergleichsstellen resultieren, zu vermeiden.

Um die aus den Herstellerangaben bestimmte Messunsicherheit zu senken, ist eine Vergleichskalibrierung mit einem auf die ITS90 rückführbaren Referenznormal durchgeführt worden. Grundlage des Vergleichsverfahrens ist die Richtlinie DKD-R 5-3¹. Als Kalibrierumgebung kamen verschiedene Blockkalibratoren und Kalibrierbäder zum Einsatz. Die derzeit erreichbaren erweiterten Messunsicherheiten (Erwartungsintervall 95%) der Kalibrierpunkte können für die verschiedenen Kalibrierumgebungen und Temperaturbereiche der Abbildung 2-18 entnommen werden. Als Referenznormal wird ein Pt100-Temperaturfühler in Verbindung mit einem WIKA CTH-6500 Handgerät verwendet. Mit Hilfe der in den Kalibrierungen bestimmten Abweichungen zum Referenznormal wird eine Approximationsgleichung aufgestellt, die die temperaturabhängige notwendige Korrektur der angezeigten Temperatur approximiert. Hierzu sind mindestens vier Kalibrierpunkte bei einem Punktabstand von maximal 50 K pro Thermoelement aufgezeichnet worden. Die gewonnene Beziehung kann direkt in der Datenerfassung angewendet werden, sodass ohne weitere Nachauswertung die korrigierten Messstellentemperaturen angezeigt und gespeichert werden können. Die letztendliche Bestimmung der Messunsicherheit der angezeigten Temperatur erfolgte sowohl nach JCGM 100:2008² aus den Unsicherheiten der Kalibrierung und der individuellen Approximationsgleichung als auch aus der Präzision der Einzelmessung. In einem Vorversuch wurde die Präzision der Einzelmessung zu 0,12 K für ein Erwartungsintervall von 95% bestimmt. Sie ist unabhängig von der Höhe der zu messenden Temperatur.

Die Ergebnisse der Kalibrierung und Approximation sind jeweils für einen Sensor in einem Kalibrierzertifikat zusammengefasst. Da sich die Sensoren in ihren Eigenschaften leicht unterscheiden, ist keine allgemeingültige Aussage über die Unsicherheit der Temperaturmessung möglich. Als Anhaltswert können jedoch die erweiterten Messunsicherheiten der Kalibrierung aus

¹ Richtlinie DKD-R 5-3: Kalibrierung von Thermoelementen, Deutscher Kalibrierdienst bei der Physikalisch-Technischen Bundesanstalt, Ausgabe 12/2000, Braunschweig, www.dkd.info

² JCGM 100:2008, GUM 1995 with minor corrections, BIPM, 2010

Abbildung 2-18 herangezogen werden, da sie den Hauptanteil an der Gesamtmessunsicherheit bilden. Insgesamt sind über 300 Temperaturmessketten kalibriert worden.

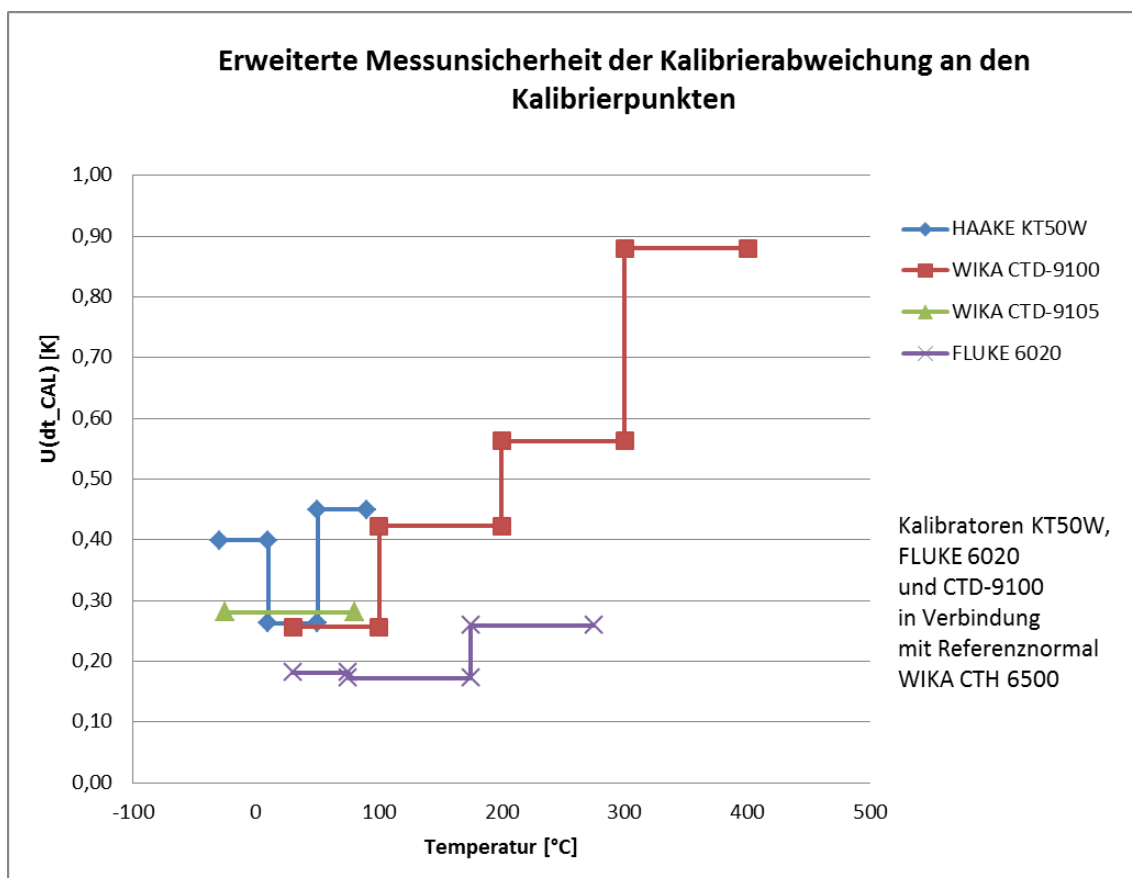


Abbildung 2-18: Erweiterte Messunsicherheit der Kalibrierabweichung an den Kalibrierpunkten

2.2.5. Software zur Datenerfassung (am Prüfstand NG-Turb)

Die von den einzelnen Messgeräten aufbereiteten Messdaten werden zentral erfasst und abgespeichert. Die dazu eingesetzten Software-Lösungen sind nach einer Client-Server-Architektur aufgebaut. Ein Hauptprogramm der sogenannte *DLR.ATTUR.DataServer* dient hierbei als zentrale Instanz welche Messgeräte und Programme überwacht und steuert. Andere Programme die sogenannten *Clients*, verbinden sich mit dem Server, um Daten zu empfangen oder zu versenden. Zu den Clients gehören die Programme *DLR.ATTUR.DataClient*, *DLR.ATTUR.ProbeController* und *DLR.ATTUR.UDAO*. Zusätzlich zu den hier aufgeführten DLR-Entwicklungen kommen verschiedene Software-Lösungen von Messgeräte Herstellern zum Einsatz.

Die Aufgaben des *DLR.ATTUR.DataServer* sind:

- Überwachung und Steuerung von Messgeräten mit geringem Datenaufkommen (Statische Drücke, Metall-/Luft-Temperaturen)
 - o Konfiguration der Messgeräte anhand definierter Instrumentierungslisten
- Zentrale Schnittstelle für weitere Programme welche zusätzliche Aufgaben wahrnehmen oder Messgeräte mit hohem Datenaufkommen steuern und überwachen

Die Aufgaben des *DLR.ATTUR.DataClient* sind:

- Abspeicherung der Messdaten von Messgeräten mit geringem Datenaufkommen in einem definierten Format
- Triggerung der instationären Datenerfassung (*DLR.ATTUR.UDAQ*)
- Visualisierung von Messdaten für beliebig viele Teilnehmer

Die Aufgaben des *DLR.ATTUR.UDAQ* sind:

- Überwachung und Steuerung von Messgeräten mit hohem Datenaufkommen zur Erfassung von transienten, hochfrequenten Messgrößen
- Erfassen und Abspeichern von transienten, hochfrequenten Messgrößen (Kulites, Dehnmessstreifen etc.)

Die Aufgaben des *DLR.ATTUR.ProbeController* sind:

- Steuerung und Überwachung der Aktoren zur Traversierung von Mehr-Loch-Sonden und Turbinen-Statoren
- Mit dieser Software-Lösung können sechs Mehr-Loch-Sonden automatisiert, zeitgleich traversiert werden. Die Mehr-Loch-Sonden richten sich zudem ebenfalls automatisiert nach der auftretenden Strömungsrichtung aus
- Zusätzlich kann die Ausrichtung von zwei Statoren sowie der Brenn-Kammer automatisiert und zeitgleich bewegt werden, um clocking-Effekte zu untersuchen
- Alle Traversierungs-Konfigurationen werden anhand von Traversierungs-Dateien vor der Messung geladen und können somit jederzeit deterministisch wiederholt werden

Alle experimentell ermittelten wissenschaftlichen Daten werden auf einem mehrfach gesicherten DLR.ATTUR internen Daten-Server mit definierten Zugriffsrechten, ausfallsicher gespeichert.

2.3. Aerodynamische Auslegung der 2-stufigen Hochdruckturbine unter Mitarbeit des DLR

Der Umfang der Beteiligung des DLR an der Auslegung der InterTurb Turbine beschränkte sich gemäß Projektplan zunächst auf die automatisierte Optimierung von Seitenwandgeometrien (bei fester Schaufelform) und eine separat durchzuführende Parameterstudie zu Schaufelspitzengeometrien auf dem ersten Rotor. Dies sollte die erste gezielte Anwendung des DLR

AT 3D Strömungslösers TRACE in Kombination mit dem AT Optimierer AutoOpti bei der Abteilung Turbine werden.

Abweichend davon wurde nach Projektstart in Gesprächen mit dem Projektpartner RRD vereinbart, die Optimierung der kompletten zweistufigen Turbinengeometrie parallel und unabhängig bei RRD und im DLR Göttingen durchzuführen. In einem unveränderlichen Turbinenringraum sollten die von RRD spezifizierten Startgeometrien der Beschaufelung mit jeweils eigenen Tools vernetzt und berechnet werden (Ausgangslösung als Referenz). Danach sollte eine Formoptimierung der Seitenwände und der Schaufelformen unter Berücksichtigung von Radialspalten, Kavitätsströmungen, Kühlluftausblasung sowie Schaufelspitzengeometrien (squealer tips) stattfinden, mit dem Ziel bei gleichem Massenstrom einen maximalen Wirkungsgrad zu erzielen. Zur einheitlichen Berechnung des Wirkungsgrades zwecks Vergleichbarkeit wurden von RRD Regeln und Straffunktionen (z.B. bezüglich Austrittsdrall) kommuniziert.

Diese Möglichkeit, eine vollständige und detaillierte Turbinenoptimierung auf Industrieniveau durchzuführen, führte zu hohen Anforderungen an die noch jungen Prozesse beim DLR und konnte schließlich dazu beitragen, die Fähigkeiten und den Erfahrungsschatz von beteiligten Mitarbeitern, Prozessen und Softwaretools im DLR zu erweitern.

Bei der folgenden Darstellung des Entwurfs- und Optimierungsprozesses für InterTurb auf DLR-Seite wird auf die Angabe absoluter Zahlenwerte sowie Abbildungen von Schaufelgeometrien aus Gründen der Geheimhaltung verzichtet.

Nach Übergabe der InterTurb-Startgeometrie und Festlegung der Auslegungsrichtlinien, wurde insbesondere die Schaufelgeometrie in das DLR-eigene Designsystem übertragen (Beschreibung mit dem BladeGenerator). Dies war bereits ein erster Einsatz für den AT Optimierer AutoOpti, da die Approximation der Profile durch einen Optimierungsprozess ausgeführt wurde. Konkret wurden sieben Profile pro Schaufel modelliert.

Obwohl das Programmpaket AutoOpti des DLR mit sehr hohen Anzahlen an freien Parametern umgehen kann, war aufgrund der Komplexität der zweistufigen gekühlten Turbine mit Sekundärluft klar, dass eine globale Optimierung aller Stufen unter Variation aller denkbaren und sinnvollen freien Parameter nicht möglich ist. Darüber hinaus existieren Parameter mit sehr großem Einfluss auf die Stufencharakteristik und deren Wirkungsgrad, und daneben solche mit geringerem Einfluss, welche aber doch variiert werden sollten. Diesen Umständen Rechnung tragend wurde eine spezifische Optimierungsstrategie gewählt, welche innerhalb der vereinbarten Zeit von 14 Wochen zu finalen Ergebnissen führen sollte.

Die durchgeführten einzelnen Rechnung bzw. Optimierungsläufe sind in Tabelle 2-1 dargestellt. Zunächst wurde die originale Startgeometrie für einen Benchmark von Wirkungsgrad und Durchströmungscharakteristik vernetzt und mit dem DLR 3D-CFD Löser TRACE berechnet (Nr. o).

Diese erste Rechnung erhielt bereits alle zu modellierenden Details (korrekte Kühlluftausblasung auf den Schaufeln, an den Hinterkanten und in den Kavitäten, squealer tip auf Rotor 1).

Es wurde entschieden, zu Beginn eine „globale“ Optimierung durchzuführen, in der die erwähnten, sehr einflussreichen, Parameter gleichzeitig in allen Reihen beider Stufen variiert werden sollten. Dies waren hauptsächlich 3D-Verformungsparameter der Schaufeln. Auf eine Verformung der Endwand und der einzelnen radialen Profile wurde verzichtet (Nr. 1). Diese globale, erste Optimierung ergab bereits eine Wirkungsgradsteigerung von 0,79 % aufgrund der Variation von 44 Parametern gegenüber der initialen Berechnung (siehe Tabelle 2.2.1). Es folgte jeweils ein Optimierungslauf für jede Schaufelreihe der beiden Stufen in sequenzieller Reihenfolge vom Eintritt hin zum Austritt. Die Parameteranzahlen lagen hier jeweils deutlich höher, im Bereich von 100. Die Tabelle 2-1 und die Abbildung 2-19 Zeitachse mit einzelnen Optimierungsläufen beim DLR geben einen Überblick über die durchgeführten Optimierungen, deren Ergebnis und den zeitlichen Ablauf. Die Gesamtzahl von 465 freien Parametern in der Summe dokumentiert die enorme Komplexität der Auslegung und Optimierung, während der Wirkungsgradgewinn von insgesamt 2,13 % deren beachtlichen Erfolg ausweist.

Nr.	Optimierung	# Parameter	Δ eta abs. [%]
0	BASELINE	0	0
1	<i>Global 3D</i>	44	0.79
2	<i>Stator 1</i>	113	1.18
3	<i>Rotor 1</i>	93	1.46
4	<i>Stator 2</i>	118	1.71
5	<i>Rotor 2</i>	97	2.13
		465	

Tabelle 2-1 TRACE Rechnungen und Optimierungsläufe beim DLR, Parameter und Wirkungsgradgewinn

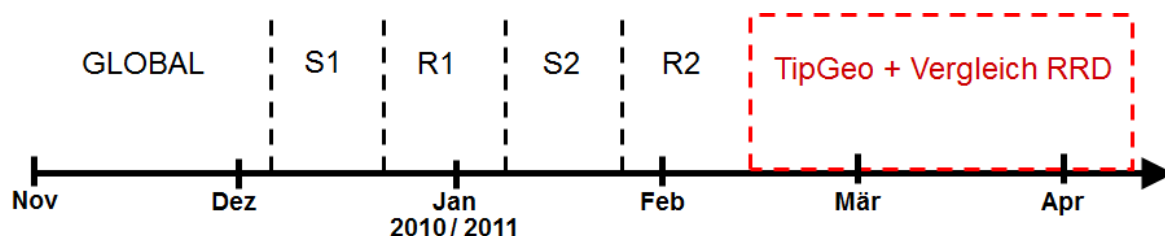


Abbildung 2-19 Zeitachse mit einzelnen Optimierungsläufen beim DLR

Die finale Bestätigung für die Güte der Tools, Methoden, Prozesse und damit der resultierenden DLR-Version der InterTurb-Geometrie, brachte ein Vergleich mit einer optimierten Rolls-Royce-Version durch einen „neutralen“ CFD-Code, den beide Seiten nicht zuvor in ihren Optimierungsläufen

verwendet hatten (hier: Ansys CFX). Somit war eine direkte Vergleichbarkeit der resultierenden Wirkungsgradwerte gegeben. Abbildung 2-20 Vergleich (Wirkungsgrad) RRD vs. DLR nach Optimierungen, „neutraler“ CFD-Code CFX zeigt den Konvergenzverlauf für RRD- und DLR-Version in CFX und den finalen Wirkungsgrad. Die DLR-Version erreicht einen Vorsprung im Wirkungsgrad gegenüber der RRD-Version von +0,13 %.

Während der Industriepartner mit weniger Parametern (ca. 65 vs. 465 beim DLR) automatisiert optimiert hatte, floss dafür ein erhebliches Maß an industrieller Designerfahrung in den Entwurf mit ein. Offenbar konnten die DLR-Methoden dies mehr als kompensieren, wofür ein sehr positives Feedback von RRD an das DLR gegeben wurde.

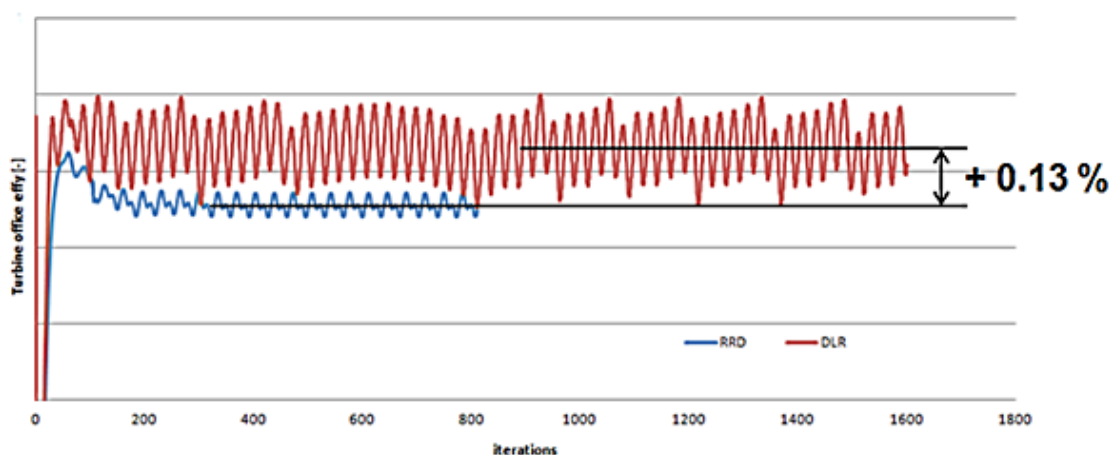


Abbildung 2-20 Vergleich (Wirkungsgrad) RRD vs. DLR nach Optimierungen, „neutraler“ CFD-Code CFX

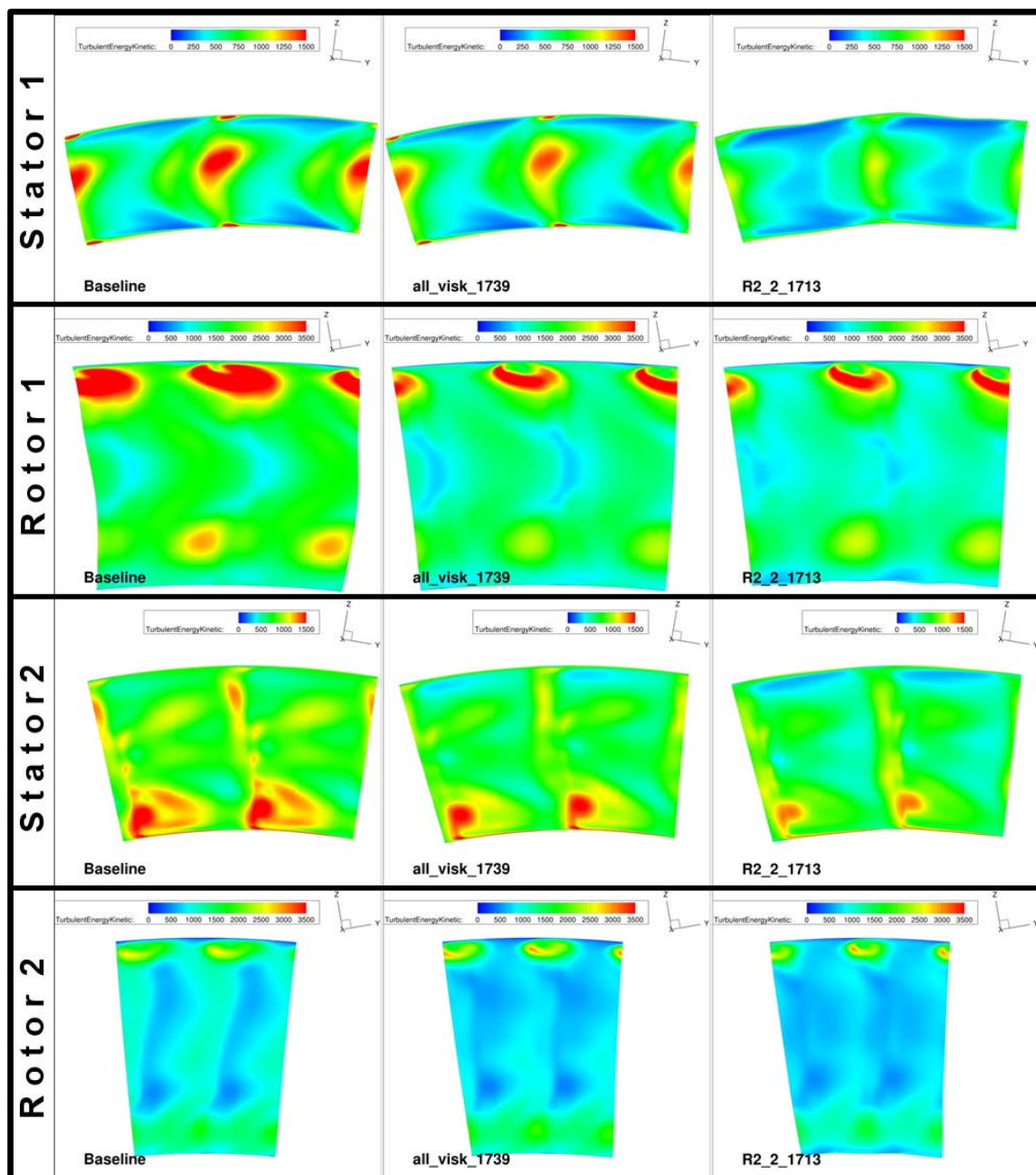


Abbildung 2-21 Turbulente kinetische Energie (TKE) am Austritt aller vier Schaufelreihen

DLR Optimierung Nr. 0 (links), Nr. 1 (mittig) und Nr. 5 (rechts => final) gemäß Tabelle 2-1

Unter Verzicht auf Darstellung von Geometrien und Strömungsgrößen wie Winkeln oder Machzahlen, zeigt Abbildung 2-21 Turbulente kinetische Energie (TKE) am Austritt aller vier Schaufelreihen dennoch anhand der verlustrelevanten turbulenten kinetischen Energie (TKE), wie ausgehend von der Basisauslegung über die erste globale Optimierung bis zur finalen Konfiguration deutliche Veränderungen und Verbesserungen erzielt wurden. Die allen positiven Resultaten

zugrunde liegenden Bereichsgrenzen, in denen der Optimierer die Parameter variieren durfte, um neue Member zu erzeugen, wurden von den Mitarbeitern beim DLR gewählt, gemeinsam diskutiert und angepasst. Der entsprechende Erkenntnisgewinn nach Abschluss der Arbeiten bei den Mitarbeitern war enorm und legte die Basis für vielfältige erfolgreiche Anwendungen seit dem.

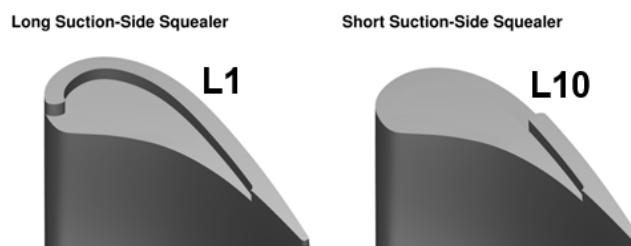


Abbildung 2-22 Generische Darstellung der DLR Tip-Geometrie-Variation und Bezeichnung (L1-L10)

Gemäß der Zeitskala in Abbildung 2-19 wurde nach Übergabe der finalen Geometrie an RRD mit der plangemäßen Tip-Geometrie-Studie begonnen, welche sich aus Effizienzgründen auf den Rotor 1 beschränkte. Hierbei wurden verschiedene Konfigurationen manuell erzeugt. Bei unterschiedlichen Höhen (H_{ox}) und Squealer-Tip-Längen (L_{xx}) wurde der Wirkungsgrad ausgewertet. Siehe Abbildung 2-22 für die geometrische Systematik der Studien in Kombination mit der Abbildung 2-23, wo Wirkungsgradvergleiche in Abhängigkeit der Parameter sichtbar sind. Neben den partiellen Squealern (L_{xx}) wurden voll-umlaufende Squealer untersucht und schließlich eine solche Geometrie mit 0,05 mm Tiefe für die finale Konfiguration ausgewählt.

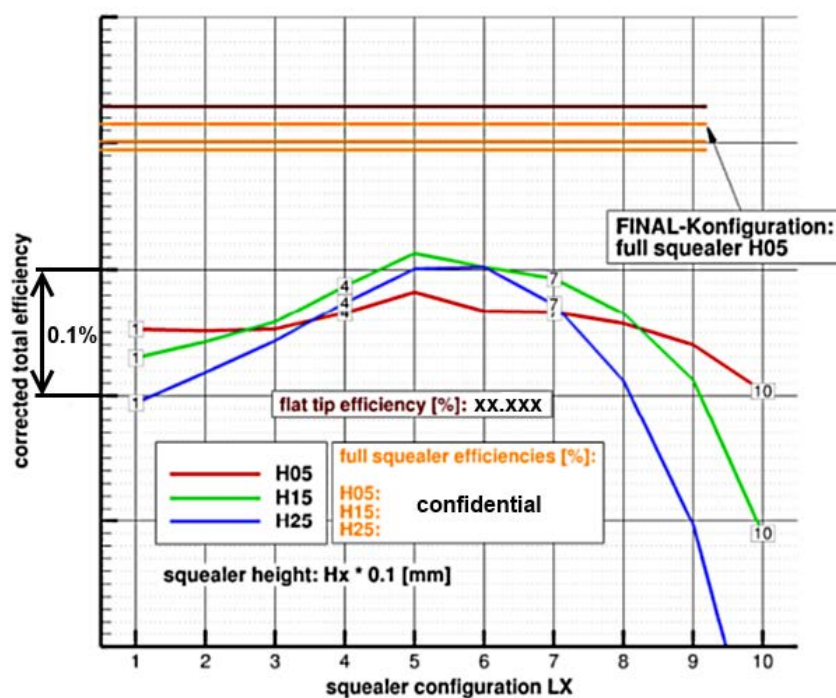


Abbildung 2-23 Einfluss der Squealer-Parameter auf den Gesamtwirkungsgrad

Zusammenfassend wurde der gesamte Prozess der Detailauslegung beim DLR durch die InterTurb-Entwurfsbeteiligung geformt und seine Leistungsfähigkeit demonstriert. Der Umstand, dass letztendlich vom Industriepartner seine eigene Geometrieversion zur Fertigung und Test im neuen Prüfstand NG-Turb selektiert wurde hat verschiedene Gründe (teilweise aus dem Gebiet Triebwerksbetrieb und –wartung), welche allesamt die erzielte Leistung bezüglich der rein aerothermodynamischen Optimierung ohne Industrieerfahrung auf Seiten des DLR nicht schmälern, sondern diese vielmehr hervorheben.

Aufgrund nachfolgend bei RRD stattfindender, weiterer Formoptimierung der Turbinenschaufeln auf Basis der im Wettbewerb erzielten Ergebnisse, haben einige Entwurfsdetails und geometrische Charakteristika aus dem DLR-Design den Weg in die finale Geometrie gefunden. Die Zusammenarbeit im Turbinenentwurf zwischen RRD und DLR kann demnach als großer Erfolg des Luftfahrtforschungsprogramms gewertet werden.

2.4. Konstruktion, Fertigung, Montage und Inbetriebnahme des InterTurb Rig

Die Konstruktion und Fertigung des InterTurb-Rigs wurde komplett vom Systemhaus Technik des DLRs übernommen. Die einzelnen Arbeitspakete wurden je nach Anforderungen, Maschinenausstattung und Kapazitäten auf mehrere verschiedene Standorte im DLR verteilt:

- Die Konstruktion wurde im Engineering der beiden Standorte Göttingen und Köln durchgeführt. In Köln wurden die Hauptbaugruppen „Rotierendes System“ und „Telemetrie“ entwickelt, in Göttingen wurden die restlichen Hauptbaugruppen „Gehäuse“, „Brennkammersimulator“, „Stator 1“ und „Stator 2“ bearbeitet. Die Risikobeurteilung und die Betriebs- und Montageanleitung wurde ebenfalls vom Engineering in Göttingen erstellt
- Die Fertigung und Qualitätssicherung wurde wie folgt aufgeteilt:
 - o Rotorscheiben im Standort Oberpfaffenhofen, ebenso einige Gehäuseteile der inneren Strömungskontur
 - o Restl. Teile des rotierenden Systems in Köln
 - o Stator 1 und 2 in Göttingen mit Unterstützung in der Fertigung der Stator-2-Schaufeln durch Köln
 - o Gehäusekomponenten und Instrumentierung im Standort Göttingen

Aufgrund von Kapazitätsengpässen und Maschinenausstattung wurde auch Unterstützung durch externe Firmen in Anspruch genommen. Die Projektleitung in Göttingen übernahm die Koordination und Absprache der Bearbeitung dieser verschiedenen Arbeitspakete, die über die einzelnen Standorte hinweg verteilt waren.

2.4.1. Statoren

Basierend auf den Vorgaben bezüglich der Konturen der Aerofoils und der Endwände durch RRD wurden in Göttingen die Statorschaufeln konstruiert. Gleichzeitig mussten die Anforderungen an die Instrumentierung und das Kühlluftlayout berücksichtigt werden. Um die komplexen Anforderungen an Kühlluftversorgung und Druckmessstellen in den Statorschaufeln (NGV1 und NGV2) erfüllen zu können, kam nur das Fertigungsverfahren des Laserschmelzens in Frage.

In einem iterativen Prozess wurde die finale Gestalt der Statorschaufeln und deren Anzahl im Gitter entwickelt. Vor allem die Umsetzung des Kühlluftlayouts mit trichterförmigen Austrittsöffnungen (fan shaped holes) und Hinterkantenausblasung in Kombination mit den in der Anzahl stark gestiegenen Instrumentierungsstellen waren eine große Herausforderung (Abbildung 2-24). Die resultierenden Wandstärken lagen dabei stellenweise im Bereich von 0,3mm. Daher wurden in dieser Phase der Konstruktion mehrfach Testkörper hergestellt, um die Umsetzbarkeit zu testen. Nach Fertigstellung der Heiß-Kalt-Transformation durch RRD konnten die finalen Geometrien erstellt und zur Fertigung freigegeben werden.

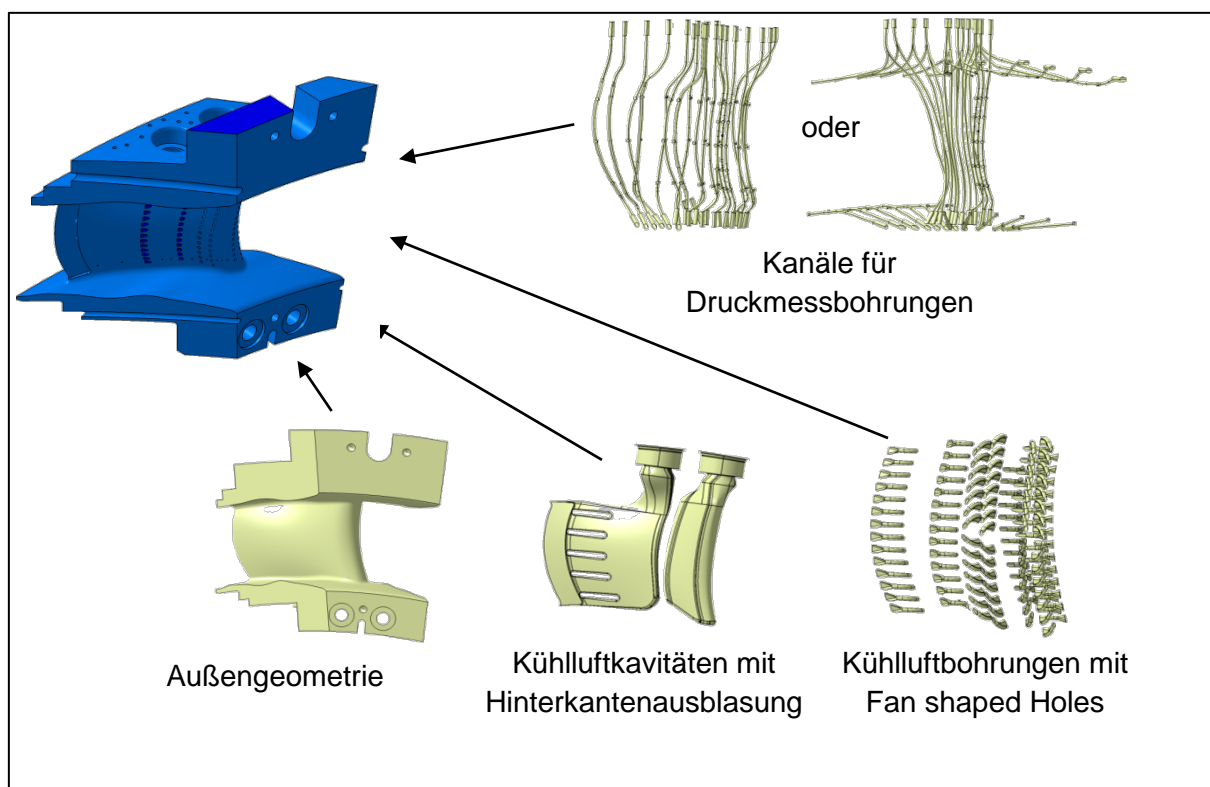


Abbildung 2-24 Stator-1 Schaufeln mit Kühlluftlayout und Druckmessbohrungen

Aufgrund der zu erwartenden Temperaturen wurde der Werkstoff 1.4404 in Pulverform (CL20ES) gewählt. Da hierzu keine belastbaren Werkstoffkennwerte zur Verfügung standen, hat das DLR in

einem internen Projekt (OmniTURB) die benötigten Kennwerte ermittelt. Während dieses Projektes wurde mittels Laserschmelzen Testkörpern das Verfahren auf den bestehenden Laserschmelzanlagen an den Standorten Göttingen und Köln an sich getestet und optimiert, sowie mittels standardisierter Zugproben die für die Auslegung benötigten Materialkennwerte ermittelt. Die Nachbehandlung der Statorschaufeln mittels HIP-Verfahren (Heiß-Isostatisches-Pressen), konnte nicht wie geplant eingesetzt werden, da sich beim HIPpen ein zu großer Bauteilverzug zeigte. Daher wurden gleichzeitig mit jeder Statorschaufel 2 Zugproben mit den identischen Bedingungen hergestellt, die anschließend bei Raumtemperatur und 250°C geprüft wurden. Dadurch konnte nachgewiesen werden, dass auch die nicht geHIPpten Schaufeln alle Anforderungen an Festigkeit und Duktilität erfüllen und daher uneingeschränkt verwendet werden können.

Parallel zum Schaufeldesign wurde die Ausgestaltung der inneren Kühlluftkanäle im CAD mit weiteren Laserschmelztests optimiert, um die erforderlichen Querschnitte und damit Durchflussmengen der Kühlluft zu erreichen. Vor allem bei horizontal verlaufenden Bohrungen kommt es zu einem Einfallen der Querschnitte und damit zu einer unzulässigen Verjüngung der Bohrung.

Die Anbindung der Statorschaufeln NGV-1 an den Außenring erfolgt über ein Cross-key Design (Abbildung 2-25), bei dem eine thermisch bedingte Ausdehnung der Schaufeln gegenüber dem Haltering möglich ist. In Umfangsrichtung bzw. Strömungsrichtung ist keine Verschiebung möglich.

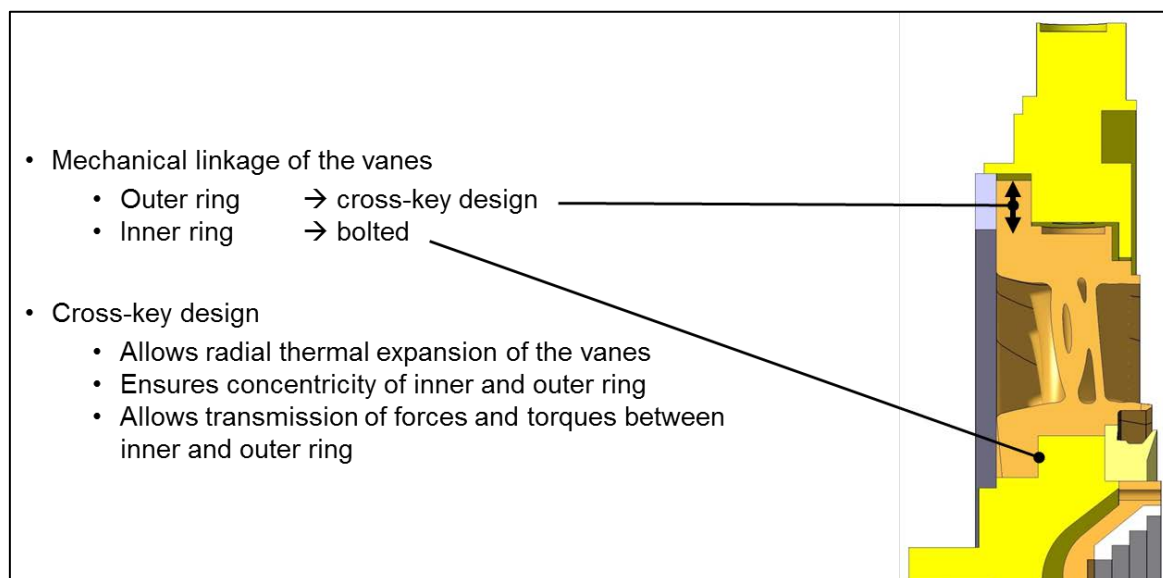


Abbildung 2-25 Cross-key- Design Stator 1

Die Herstellung der Sator-1-Schaufeln fand auf der Laserschmelzanlage in Göttingen statt, ebenso die Nachbearbeitung der Schaufeln im 5-Achs-Simultanfräsen. Aufgrund gestiegener Anforderungen an die Oberflächenrauheiten und Toleranzen wurden ab Mitte 2014 neue Schaufeln hergestellt, die dann auch im Bereich der Aerofoils und Endwände überfräst wurden. Teilweise wurde eine

Neufertigung auch notwendig, da das ursprünglich geplante HIP-Verfahren bei den Schaufeln zu einem unzulässigen Verzug geführt hat.

Die Instrumentierung und das Finishing wurden aus Zeit- und Kapazitätsgründen gleichzeitig im DLR und bei Firma Deharde geleistet.

Aufgrund der Größe der beiden komplett montierten Stator Baugruppen wurde die Vermessung des Engquerschnitts zwischen den Schaufeln extern beauftragt.

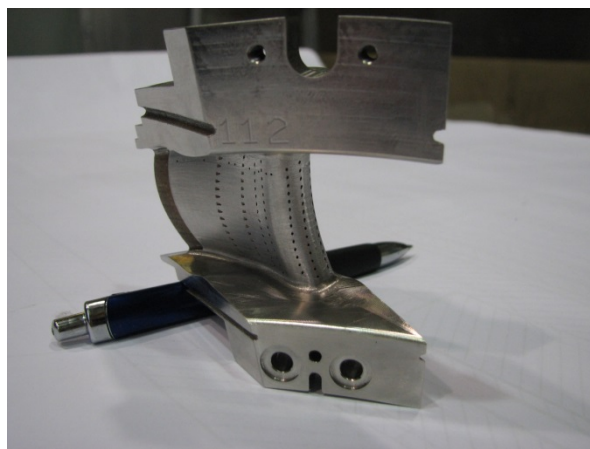


Abbildung 2-26 Fertig bearbeitete Stator-1 Schaufel, ohne Instrumentierung

2.4.2. Rotierendes System

Das rotierende System des InterTurb-Turbinenrigs besteht aus zwei Rotoren. Diese sind einseitig fliegend gelagert. Damit kann an dem freiliegenden Wellenende eine Telemetrie zur Übertragung von Messwerten aus dem rotierenden System über einen Adapter angekuppelt werden. Die Rotoren sind mittels einer Hirth-Verzahnungen gegeneinander und über einen Wellenzapfen mit der Lagerspindel verbunden. Die Schaufelbefestigung auf den Rotorscheiben erfolgt über eine Schwalbenschwanzführung.

Das rotierende System wurde in vier Baugruppen unterteilt, um die Montage in einem Prüfstand zu vereinfachen. Diese Modularität wird benötigt um übergeordnete Baugruppen der Außenkontur ordnungsgemäß positionieren zu können. Diese Baugruppen sind Rotor 1, Rotor 2 und der Schaft, mit dem die Rotoren miteinander und dem Prüfstand verbunden werden. Die vierte Baugruppe ist die Telemetrie mit Gehäuse.

Seitens des Verbundpartners RRD gab es ein 2D Modell als Grundlage für die Turbinenstufen. Im DLR entstanden erste Entwürfe für die Rotorscheiben. Mögliche Schaufelgeometrien stellte RRD zu Verfügung.

Das Airfoil, das Winglet und der Dovetail wurden als Flächenmodell bereitgestellt. Die Flächen wurden im Hinblick auf die Fertigungsverfahren (Laserschmelzen, Drahterodieren und Fräsen) gestaltet und gegebenenfalls modifiziert. Alle Fertigungsschritte einer Schaufel wurden im Vorfeld dargestellt und geprüft. Somit konnte die Machbarkeit der Fertigung bestätigt werden.

Die Ausblasebohrungen und die inneren Kavitäten wurden im DLR eingearbeitet und RRD vorgeschlagen. Nach einigen Iterationen und Abgleich der Machbarkeit in der Fertigung konnte RRD die Kühlungsgeometrien in den Schaufeln freigeben.

Um die Rotorschaukeln so gut wie möglich momentenfrei in der Rotorscheibe zu platzieren wurden die Seitentaschen (Shank) mehrmalig angepasst. Auch der Schwerpunkt der Scheibe wurde in feinen Schritten modifiziert. Das Zusammenspiel dieser primären Bauteile hat einen hohen Stellenwert und musste aufwendig mit vielen Iterationsschritten ermittelt werden. Bei einer Heiß-Kalt-Transformation ist nicht nur der Tipspalt am Wingtip der Schaufel entscheidend, sondern auch die Position der Lammellendichtung an der Scheibe. Auch die Finnen an der Schaufel dienen als Kavitätentrennung der rotierenden Bauteile. Um all diese Voraussetzungen zu erfüllen waren eine aufwendige Konstruktion und ein hoher Abstimmungsaufwand mit RRD notwendig.

Der Schaft bedurfte besonderer Form- und Lagetoleranzen, da dieses Bauteil eine zentrale Schnittstelle zwischen den Rotoren und des Spindelantriebs darstellt.

Ein sehr hoher Aufwand wurde in die Umsetzung der Instrumentierung des rotierenden Systems investiert. In der Baugruppe Rotor 2 wurden neun Schaufeln mit Dehnmessstreifen bestückt. Diese Messleitungen wurden über eine Steckplatine weitergeleitet. In der Baugruppe Rotor 1 wurden neun Schaufeln instrumentiert. Jeweils drei Schaufeln wurden mit Dehnmessstreifen, Kulite- und Temperatursensoren versehen. Kulite- und Temperatursensor dienen der Messung der Kühlluft innerhalb der Rotorschaukel. Diese Messleitungen wurden auf eine Platine geführt, zusammen mit den weitergeleiteten Messleitungen der Platine Rotor 2.

In der vierten Baugruppe wurde die von RRD vorgegebene Telemetrie Einheit in ein vom DLR konstruiertes Gehäuse integriert. Die Montage Reihenfolge wurde durch RRD vorgegeben, da alle Bauteile der Telemetrie Einheit und des Gehäuses wechselseitig montiert werden mussten.

Die Reihenfolge zur Montage der einzelnen Baugruppen und des Gesamtsystems wurden in einer Montageanleitung dokumentiert.

2.4.3. Gehäuse

Die Anbindung der Messstrecke an das Zuström- und Abströmgehäuse wurde ebenfalls mit einer Cross-key-Lagerung, hier über Passfedern, realisiert. Jeweils 4 Passfedern, die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, ermöglichen dabei einen Längenausgleich bei unterschiedlichen Temperaturen und gewährleisten gleichzeitig die Konzentrizität der verbundenen Bauteile (Abbildung 2-27).

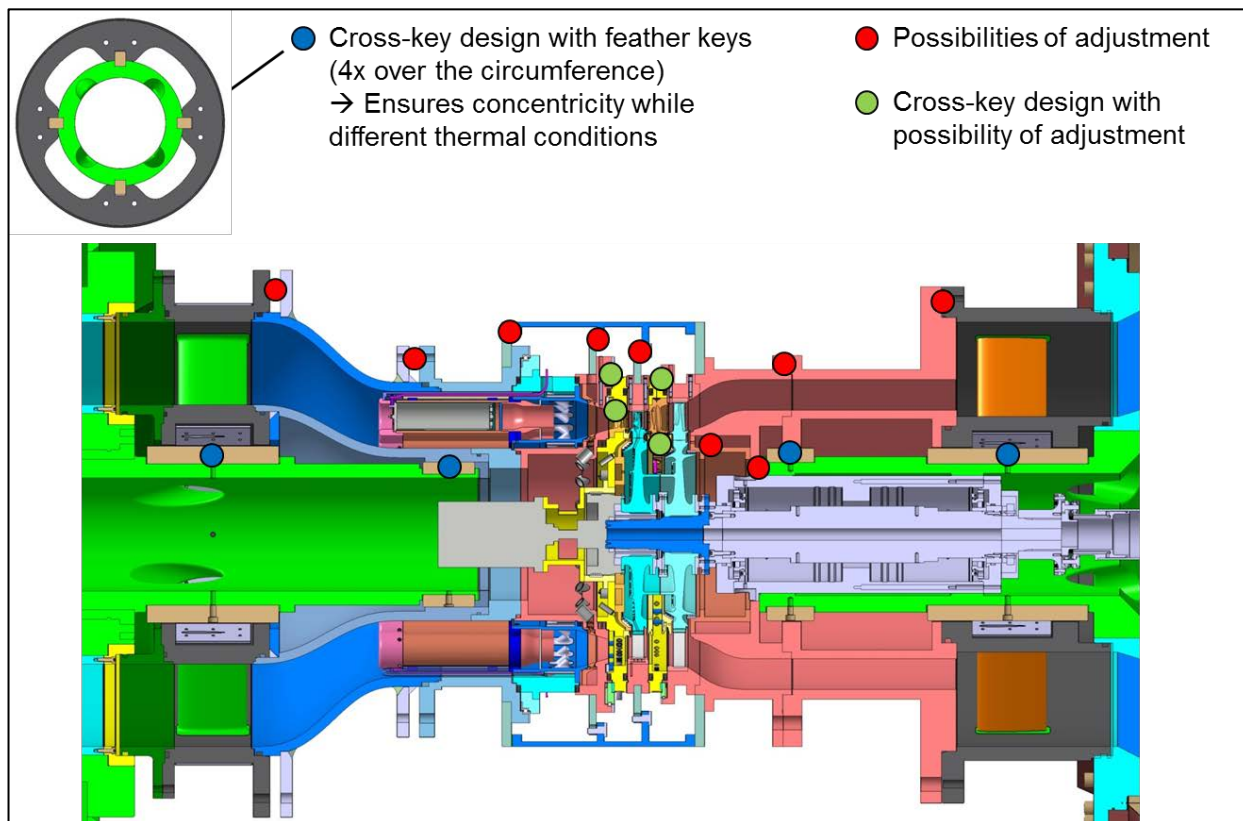


Abbildung 2-27 Cross-key Design komplette Messstrecke

Aufgrund der Größe der äußeren Gehäuseringe (\varnothing 900 bis 1300mm) wurde bereits frühzeitig nach einem externen Partner zur Fertigung der Teile gesucht. Innerhalb des DLR stehen keine entsprechenden Bearbeitungsmaschinen zur Verfügung. Mit Fa. Deharde konnte hier ein kompetenter und mit viel Erfahrung ausgestatteter Partner gefunden werden.

Die inneren Ringe und Gehäusekomponenten wurden größtenteils im DLR gefertigt. Die Instrumentierung fand wiederum hauptsächlich im DLR in Göttingen statt.

Um die Montage der Teile in die Anlage zeitlich zu beschleunigen und damit die Stillstandszeiten zu reduzieren, wurden die Baugruppen soweit als möglich in einzelnen Modulen vormontiert. Dabei fand auch eine Justierung und Ausrichtung der Teile zueinander statt.

Die Statoren wurden fertig montiert und jeweils mit den Antriebskomponenten zur Verdrehung und dem abströmseitig gelegenen Gehäusering (Stator-2) bzw. Zuströmgehäuse (Stator-1) der Rotoren vormontiert und anschließend als eine Einheit auf dem NG-Turb montiert (Abbildung 2-28).

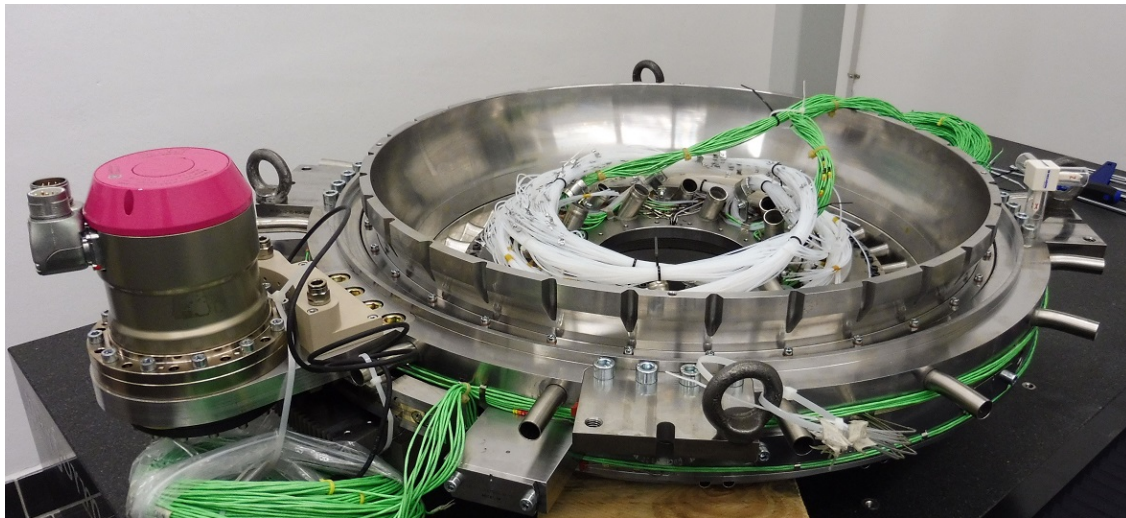


Abbildung 2-28 Vormontiertes Modul aus Stator-1, Antriebseinheit und Outer-Casing Zuströmung

Diese Modulbauweise kommt auch beim Brennkammersimulator zum Tragen. Die Messstrecke wird zunächst ohne diesen Brennkammersimulator mit einer Uniform-Konfiguration betrieben (Abbildung 2-29).

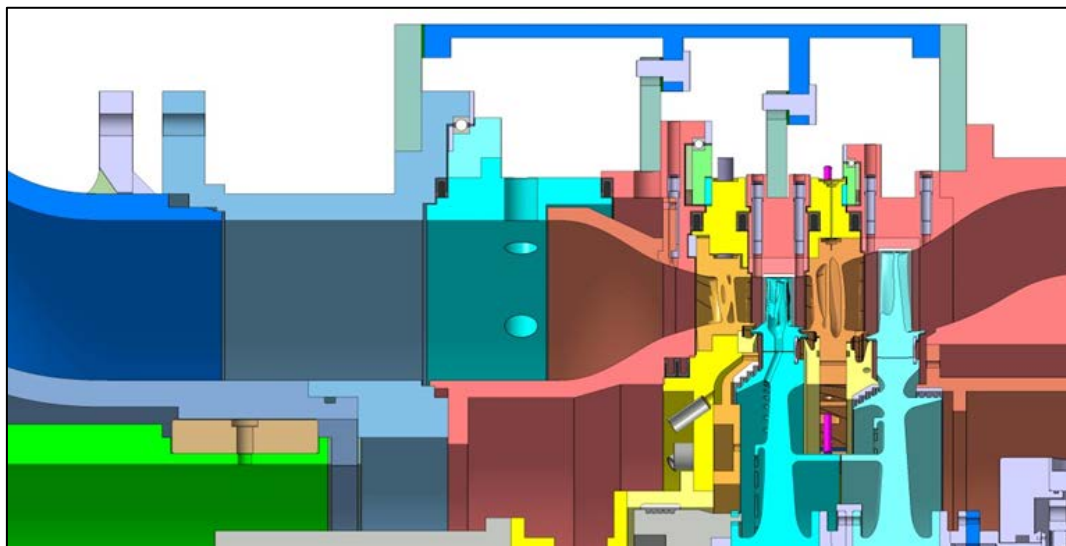


Abbildung 2-29 Uniform Konfiguration ohne Brennkammersimulator

In relativ kurzer Zeit kann die Messstrecke geöffnet, die Uniform-Ringe entnommen und der Brennkammersimulator als komplettes Modul eingesetzt werden (Abbildung 2-30):

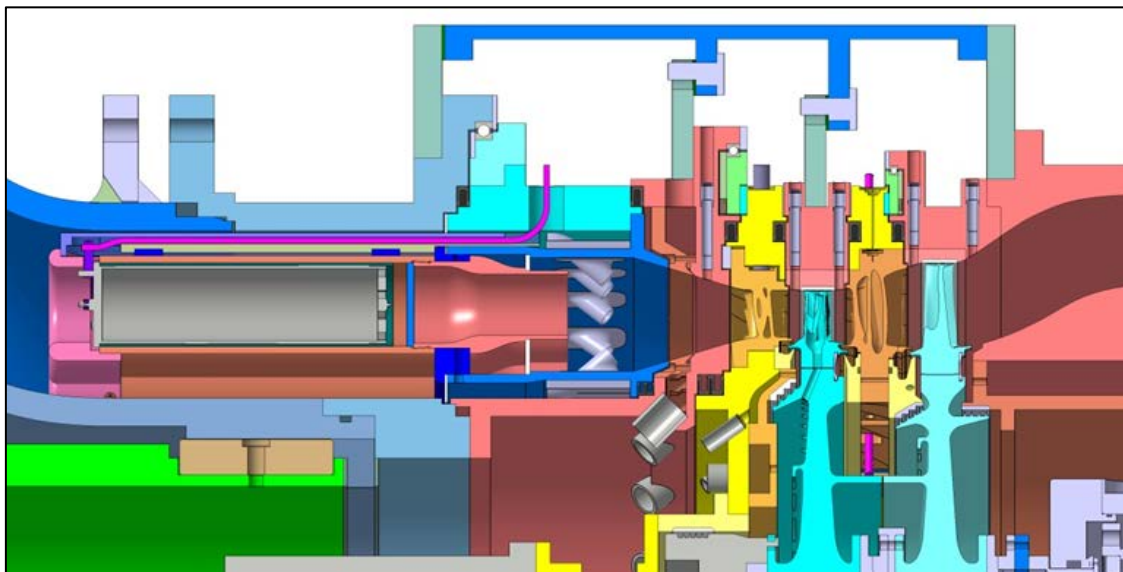


Abbildung 2-30 Non-Uniform Konfiguration mit Brennkammersimulator

2.4.4. Auslegung und Konstruktion des BK-Simulators

Die erste Auslegung des Brennkammersimulators als Nachbildung einer typischen Brennkammer war wegen der fehlenden Verbrennungskinetik nicht zielführend. Daher wurde die Auslegung grundlegend geändert und die Konstruktion entsprechend angepasst. Es entstand ein komplett neues Brennkammerdesign, was erheblich aufwendiger ist als das vorherige (siehe Abbildung 2-31). Der Brennkammersimulator verfügt nun über elektrische Heizelemente zur Einstellung des gewünschten Temperaturprofils. Die ausgewählten Heizelemente wurden in Vortests auf ihre Eignung hin untersucht. Die Herausführung der Anschlussleitungen musste druckdicht erfolgen und den aktuellen Sicherheitsbestimmungen gerecht werden, was hier einen sehr hohen Aufwand bedeutete (Abbildung 2-32).

Mit verschiedenen Strömungsleitblechen lässt sich der Strömungswiderstand einstellen.

Die chutes zur punktuellen Strömungsführung wurden aus Edelstahl im Laserschmelzverfahren hergestellt. Die Ausgestaltung erfolgte so, dass nur minimale Nacharbeiten an den chutes notwendig wurden.

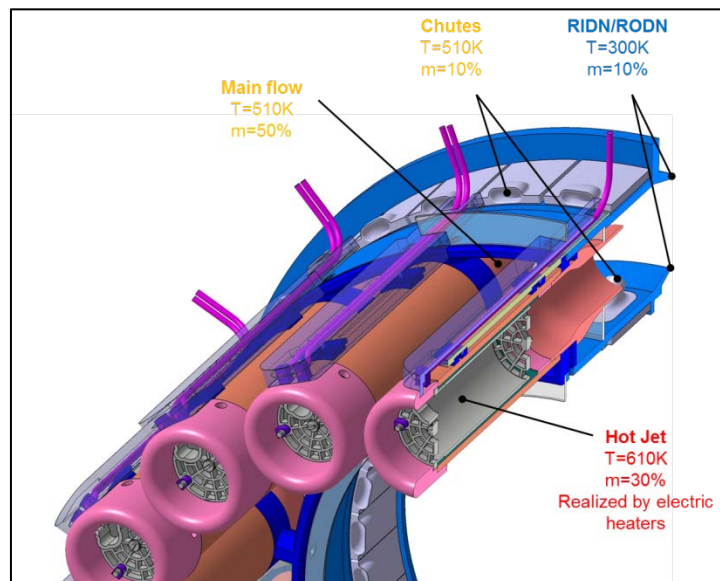


Abbildung 2-31 3-D-Entwurf „neuer“ Brennkammersimulator

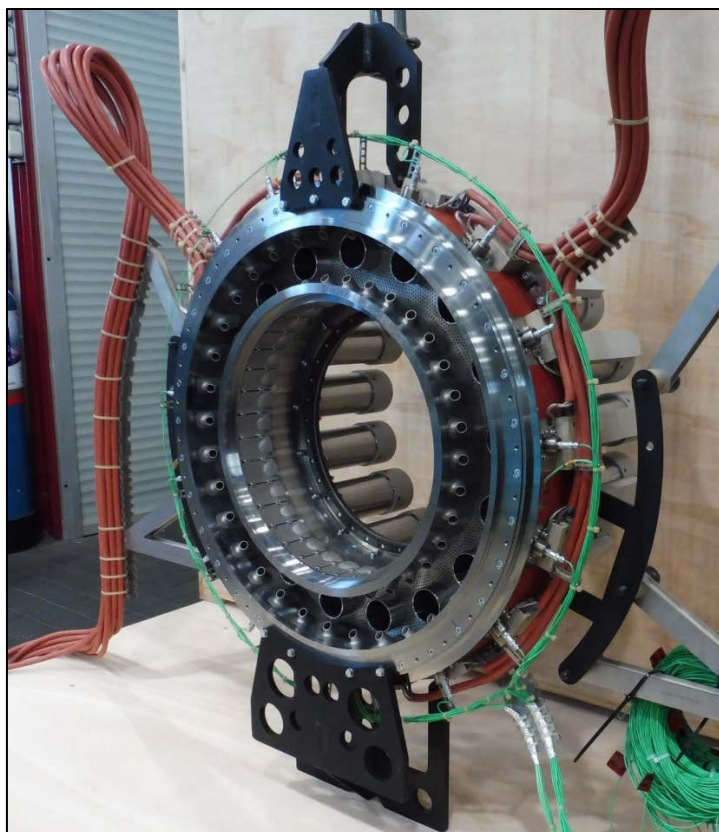


Abbildung 2-32 Komplett vormontierte Baugruppe Brennkammersimulator mit Anschlussleitungen und Thermoelemente

2.4.5. Flow checks

Die Schaufeln der Turbine sind größtenteils mit Kühlluftausblasungen versehen. Da das Verhalten einer solchen Ausblasung mit zugehöriger Innengeometrie nicht bekannt war wurden zunächst Tests zu den Lochgrößen gemacht. Die Bestimmung der Durchflussmenge, die aus den Ausblasebohrungen einer Musterschaufel austritt, hat ergeben, dass nur ca. 50% des erwarteten Wertes erreicht werden. Als Ursache müssen die rauen inneren Oberflächen angesehen werden. Zur Klärung dieses Sachverhalts wurden zylindrische Durchflusskanäle gesintert, die mit unterschiedlichen Orientierungen zur Aufbauebene gefertigt wurden. Anschließend wurde experimentell der Massendurchfluss bestimmt. Als Referenz wurde der Durchfluss in einem gebohrten und daher glatten Kanal bestimmt. In der Abbildung 2-33 Diagramm erkennt man, dass der Winkel zur Aufbaurichtung den Durchflusskoeffizienten beeinflusst; die Länge des Strömungskanals hat einen eher geringen Einfluss.

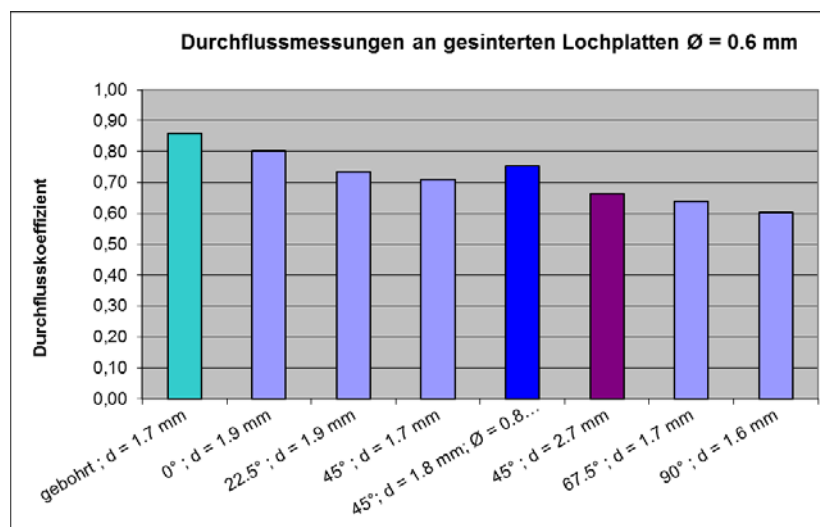


Abbildung 2-33 Durchfluss Löcher Laserschmelzverfahren

Zudem wurden Testschaufeln mit verschiedenen Lochgeometrien und Lochdurchmessern hergestellt. Schließlich wurde jede gefertigte Schaufel hinsichtlich ihres Verhaltens beim Ausblasen von Kühlluft einzeln untersucht. Die Ergebnisse der Tests sind in der Abbildung 2-34 für die Ausblasung des Rotor 1 und des Stator 1 dargestellt. Darin wird erkenntlich, dass die Streuung bei den Stator-Schaufeln höher ist als bei den Rotorschaufeln. Durch die Kenntnis der verschiedenen Charakteristiken der Schaufeln ist eine Berücksichtigung in der Auswertung der Turbinenmessungen möglich.

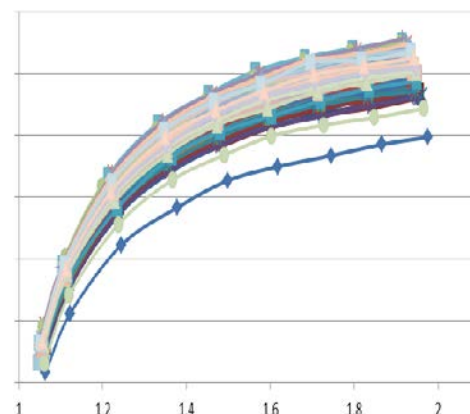


Abbildung 2-34 Druckverlustbestimmung Stator 1 und Rotor 1 Schaufel, red. Massenstrom über Druckverhältnis

2.4.6. Montage des InterTurb-Rigs auf den Prüfstand NG-Turb

Nach der Fertigung der Bauteile wurden diese weitestgehend als Module montiert. Diese Module wurden anschließend auf den Prüfstand installiert. Dabei bestanden vielfältige Anforderungen, um die nachgelagerte Messungen der Strömung erfolgreich durchführen zu können. So muss beim Einbau darauf geachtet werden die bereits zum größten Teil instrumentierte Messtechnik nicht zu beschädigen, um einerseits verlässliche Messwerte zu bekommen und andererseits keine Leckagepfade für Luft zu eröffnen. Bei Betrachtung des Konzepts für das Turbinenrig wird deutlich, dass neben der Messtechnik auch noch Kühlluftleitungen den Platz innerhalb der Turbine beanspruchen. Somit ist beim Einbau ein Höchstmaß an Präzision erforderlich, bei Bauteilen die teilweise weit mehr als 100kg wiegen.

Der Aufbau des Rigs teilt sich auf Zu- und Abströmung auf, welche durch Verfahren des Maschinenbetts des Prüfstandes miteinander verbunden werden und somit das Rig geschlossen wird. Der Aufbau seitens der Abströmung begann mit dem parallelen Annulus und dem Übergang der Hochdruckturbine zur Niederdruckturbine. In der Abbildung 2-35 wird sichtbar, dass die Versorgungs- und Messleitungen auf sehr geringem Platz ohne Beschädigung verlegt werden mussten.

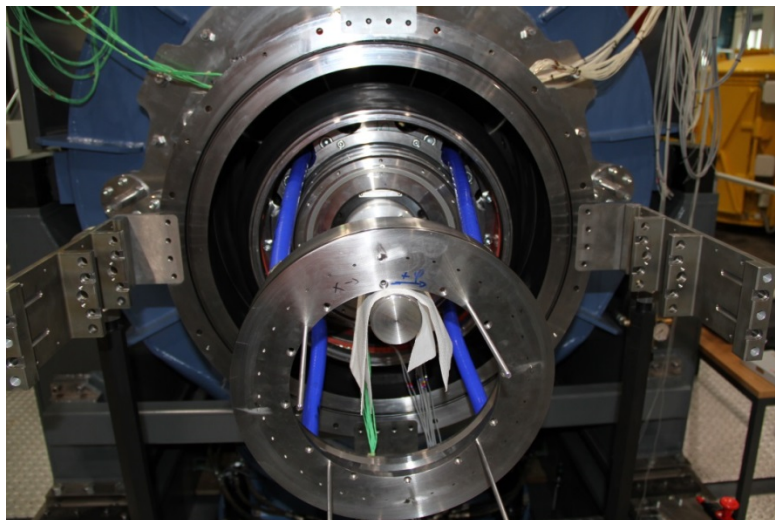


Abbildung 2-35 Zusammenbau Abströmung

Anschließend wurde zunächst die Welle mit dem Rotor 2 installiert und dann das Rotor 2 Gehäuse mit dem Stator 2. In Abbildung 2-36 wird die Komplexität der Aufgabe deutlich. Die vormontierten Bauteile sind an einem Kran angebracht, wodurch aber keine Leitungen beschädigt werden dürfen. Die Gehäuseteile werden über den Rotor 2 geschoben, wobei dieser nicht beschädigt werden darf. Durch Führungsbolzen wurde der Abstand zum Rotor gewahrt und die Gehäuse in mm-Schritten an die Abströmung angenähert. Bei diesen Vorgängen werden alle Gehäuse der Abströmung zu der Welle ausgerichtet damit der Radialspalt möglichst gleich über dem Umfang bleibt und der Planlauf gewährleistet ist. Das Messprotokoll der Ausrichtung von Stator 2 und Rotor 2 Gehäuse ist beispielhaft in Abbildung 2-37 dargestellt.

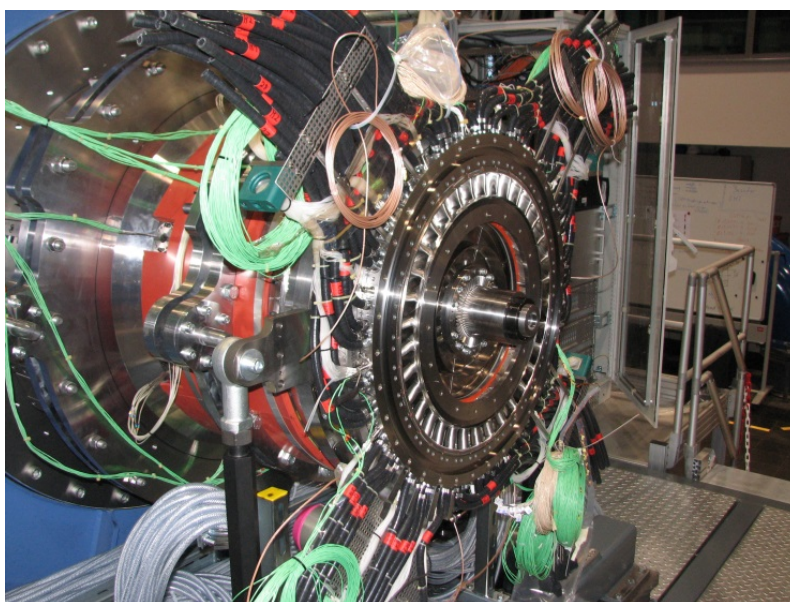


Abbildung 2-36 Rotor 2 Gehäuse und Stator 2 Montage

Montage Casing R2-Stator 2

Messstrecke geschlossen

Referenz = Spindel

Hilfsantriebe EIN

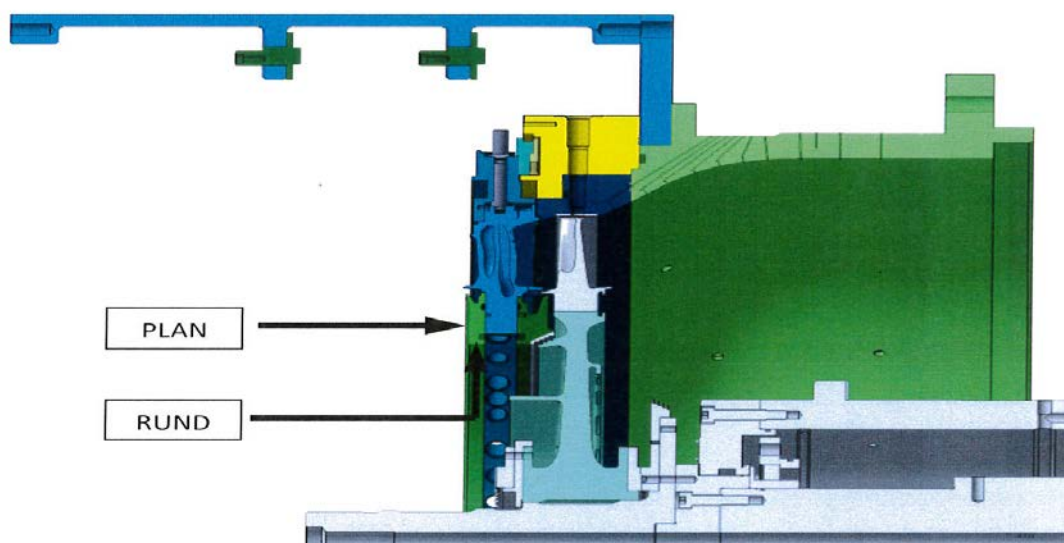
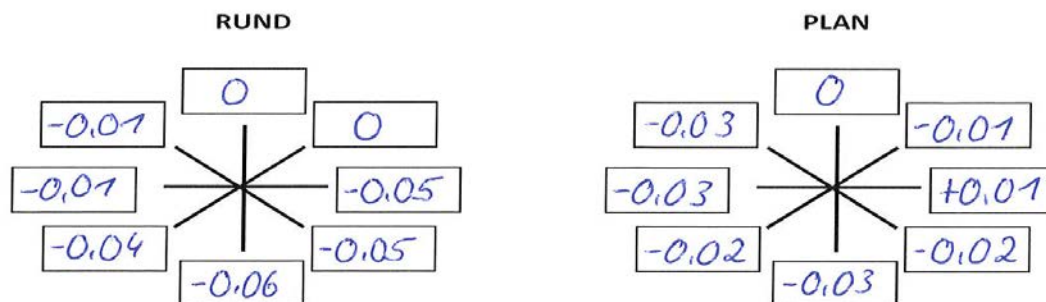


Abbildung 2-37 Montageprotokoll Stator 2

Nachfolgend wurden Rotor 1, das Rotor 1 Gehäuse und der Stator 1 installiert. In der Abbildung 2-38 links ist der Stator 1 am Kran zu erkennen. Hier wird der enorme Aufwand zur gleichmäßigen Zuführung der Kühlluft deutlich. Jeder schwarze Schlauch versorgt eine Statorkammer, wobei die Schläuche und auch die übrigen Kühlluftleitungen gleiche Längen aufweisen, um in alle Zuführungen den gleichen Druckverlust aufzuweisen. Durch die hohe Anzahl an Schläuchen werden die Instrumentierungsleitungen des Stator 1 innen durch die Zuströmung nach außen geführt. Man bedenke dabei, dass die Kühlluftleitungen sowohl an Stator 1 als auch am Stator 2 vorhanden sind und beide Statoren drehbar sind, um ein clocking der Statoren sowie Flächentraversen mit Sonden zu ermöglichen.

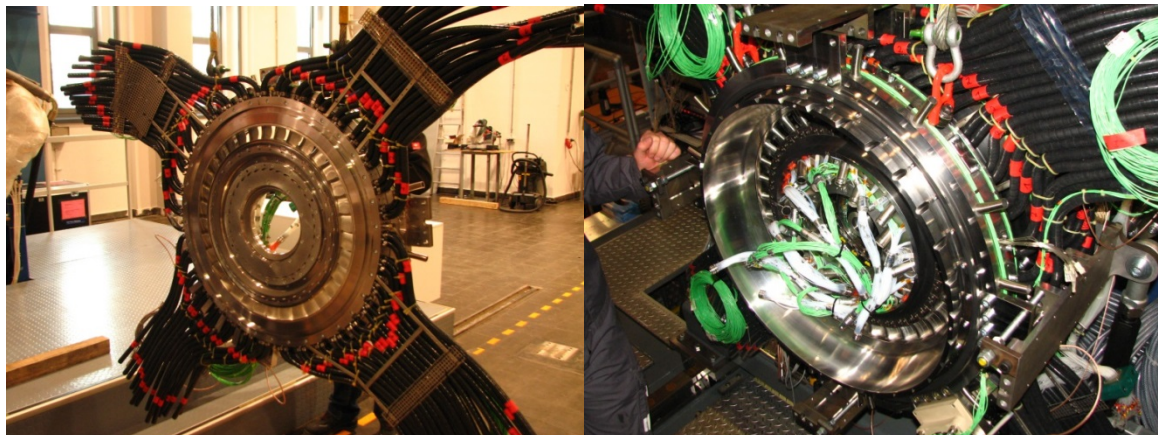


Abbildung 2-38 Stator 1 am Kran und Stator 1 installiert

Auch im Bereich der Zuströmung gibt es neben den Instrumentierungsleitungen auch Kühlluftleitungen (Abbildung 2-39). Beide mussten so gelagert werden, dass diese sich bei Verdrehen des Stators mitbewegen und nicht beschädigt werden. Innerhalb der Kühlluftleitungen, welche durch Rohre realisiert wurden, ist noch die Telemetrie platziert, die Messwerte vom rotierenden System überträgt. Auf der rechten Seite der Abbildung 2-39 ist zu sehen, wie die Messstrecke zusammengefahren wird. Hierbei muss darauf geachtet werden, dass alle Leitungen der axialen Bewegung nachgeführt werden und nicht durch Bauteile abgeklemt werden.

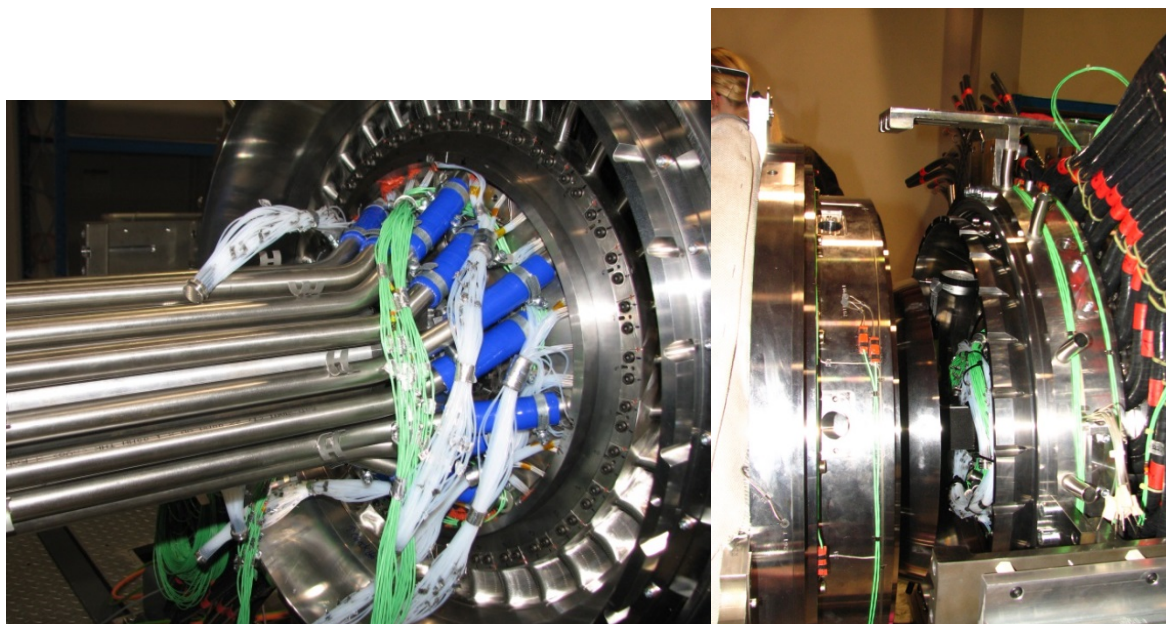


Abbildung 2-39 Inner piping und Zusammenfahren der Messstrecke

2.4.7. Inbetriebnahme des Rigs auf und mit dem Prüfstand NG-Turb

Während des andauenden Aufbaus des NG-Turb konnte das InterTurb Rig teilweise in Betrieb genommen werden. So wurde zu Ende des Jahres 2015 das Rig ohne das rotierende System auf dem Prüfstand aufgebaut (Abbildung 2-40), während Schwingungen am Bremsstrang der Anlage behoben wurden. Dadurch wurde es möglich die Vorgehensweise bei der Montage praktisch durchzuführen und Verbesserungen bzw. Änderungen für den späteren Aufbau mit rotierendem System auszuarbeiten.

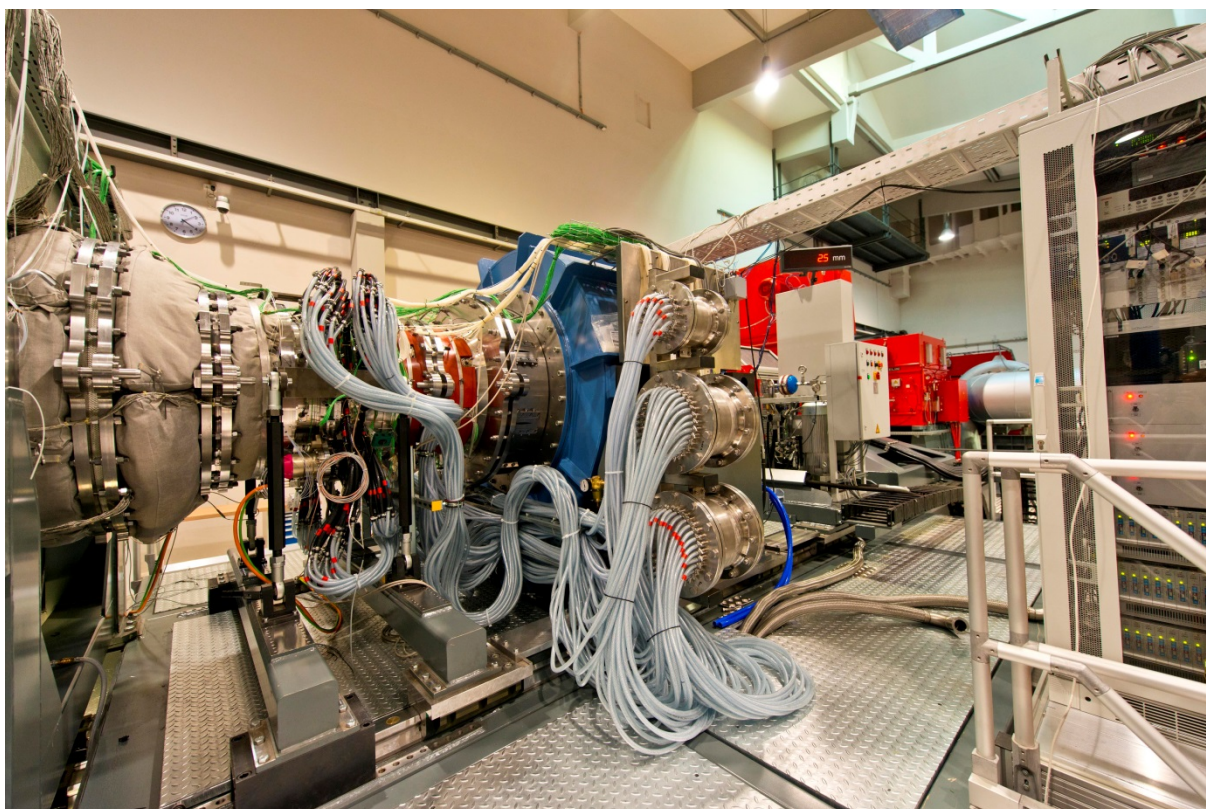


Abbildung 2-40 Aufbau des InterTurb Rigs ohne rotierendes System Ende 2015

Beim Aufbau konnte auch die Ausrichtung der Module zueinander und zur Spindel des NG-Turb durchgeführt werden. Da diese Ausrichtung für viele Module festgesetzt werden konnte war diese Arbeit beim späteren Aufbau nicht mehr notwendig.

Das Rig mit rotierendem System ist nicht luftdicht abschließbar, da immer Spalte zwischen rotierenden und statischen Bauteilen vorhanden sein müssen. Die Montage des Rigs auf den NG-Turb ohne rotierendem System ermöglichte es den Bereich des Turbinenrigs luftdicht abzuschließen und eine Dichtigkeitsprüfung durchzuführen. Leckagen konnten nur noch über Undichtigkeiten des Prüfstandes und die Klappen des Kreislaufes des NG-Turb entstehen, die das Kontrollvolumen um das Rig begrenzen. Das Volumen wurde auf einen Absolutdruck von ca. 150kPa (grüne Linie, rechte Skala in Abbildung 2-41) gebracht und dann mit den Messstellen des Rigs und des Kreislaufes der Druck

gemessen. Der anfängliche Leckagemassenstrom lag unter 6g/s (lila Linie, linke Skala in Abbildung 2-41). Dies entspricht ca. 0,14% des Massenstroms im Designpunkt der Turbine und liegt somit in der Messgenauigkeit der Venturidüsen, welche eine Abweichung von weniger als 0,3% aufweisen. Die Leckage ist real niedriger, da über die Klappen, welche im Messbetrieb geöffnet sind, ebenfalls eine Leckage vorhanden war. Das wurde durch ein Ansteigen des Druckes in den Rohren außerhalb des Kontrollvolumens sichtbar.

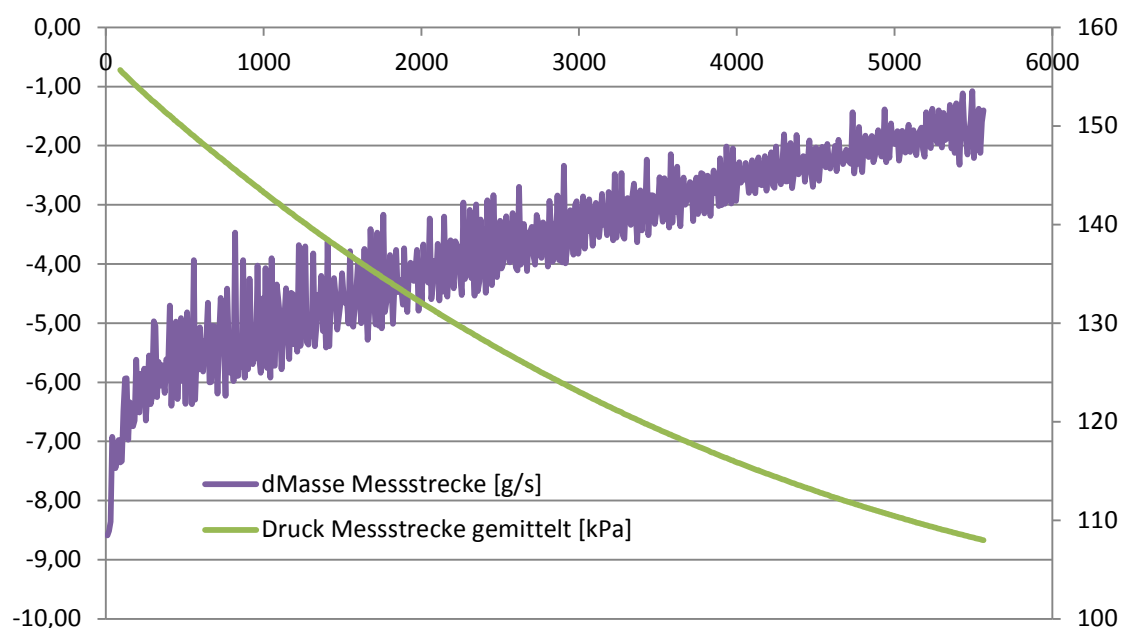


Abbildung 2-41 Druckverlauf und Leckage beim Test mit Überdruck

Neben dem Erhöhen des Druckes in der Messstrecke war es ebenfalls möglich den Druck abzusinken. Beides zusammen ermöglichte es die Druckmessstellen hinsichtlich ihrer Durchgängigkeit und Dichtigkeit zu überprüfen.

In diesem Zustand konnten auch die Ausblasestränge der Anlage und die damit zusammenhängenden Kühlluft einblasungen des Rigs getestet und charakterisiert werden. Es konnte nachgewiesen werden, dass das Verhalten der Kühlluft einblasungen der Statorschaufeln im installierten Zustand mit den Vortests der Einzelschaufeln (flow checks) übereinstimmt.

Die vorher genannten Arbeiten am Rig ohne rotierendes System setzten voraus, dass die Datenerfassung und Datenaufnahme des Prüfstandes funktionierten. Diese und das System zur Sondensteuerung sowie Verdrehung der Ringe für Brennkammer und die beiden Statoren konnten zu diesem Zeitpunkt ebenfalls in Betrieb genommen werden.

Nach Abschluss dieser Arbeiten wurde das Rig wieder soweit demontiert, so dass das rotierende System installiert werden konnte, dass umfasste die Statormodule sowie die Rotorgehäuse. Der anschließende Aufbau fand mit dem rotierenden System statt und wurde in der Kalenderwoche

7/2016 soweit möglich abgeschlossen. Mit in den Arbeiten enthalten waren die finale Installation der Telemetrie und die damit zusammenhängende Auswuchtung des rotierenden Systems für den Betriebsbereich bis 11500U/min.

Nach Erteilung der Betriebserlaubnis des NG-Turbs durch den TÜV konnte in der Kalenderwoche 12/2016 das Rig erstmalig mit Strömung und drehendem Rotor betrieben werden. Hierbei wurde festgestellt, dass die automatische Ausrichtung der Sonden in die Strömung, welche die Genauigkeit der Messergebnisse erhöht, relativ langsam geschah. Dem konnte durch die Verwendung eines separaten Druckmessungsmoduls nur für die Sondendrucke entgegen gewirkt werden.

Nachdem die Torsionsschwingung auf dem Bremsstrang reduziert werden konnte, wurde der Betrieb in der Kalenderwoche 15/2016 wieder aufgenommen. Es wurde beobachtet, dass sich die Zuströmung mit den Struts unterschiedlich erwärmen. Das verhinderte ein Anfahren von höheren Temperaturen in der Zuströmung zum Rig in einem akzeptablen Zeitraum. Letztendlich wurde das Problem durch thermale Kontrolle des äußeren Gehäuses der Zuströmung (final im August 2016) behoben. Das Gehäuse kann durch Heizmatten erwärmt und durch Druckluft gekühlt werden. Die Tests wurden in der KW 15 und 16 bei niedrigen Temperaturen fortgeführt, um die Vorgehensweise zum Betrieb des Rigs zu bestimmen. In der KW 16 wurde Öl im Rig festgestellt, welches von der Spindel in das Rig gelangte. Durch diese Kontamination war es notwendig das Rig weitestgehend zu deinstallieren, um zum einen an die Spindel heran zu kommen und zum anderen das Rig und den Prüfstand vom Öl zu säubern.

Somit war zum Laufzeitende des Vorhabens das Rig demontiert und es konnten nur wenige vorläufige Messergebnisse gewonnen werden. Da weder für das Rig noch für den Prüfstand die Einsatzbereitschaft für alle Betriebspunkte nachgewiesen werden konnte, wird die Inbetriebnahme vom Rig im Prüfstand weiter fortgesetzt, um die Anlage für nachfolgende Messkampagnen, zu denen auch Kampagnen mit dem InterTurb-Rig gehören, bereitstellen zu können.

Nach dem erneuten Aufbau des Rigs konnte die Inbetriebnahme in der KW 30 wieder aufgenommen werden. Es konnten die sogenannten reduzierten Eintrittsbedingungen erreicht werden. Bei den dabei auftretenden Drehmomenten wurde jedoch beobachtet, dass die Schwingungen am Getriebe des Bremsstranges lastabhängig ansteigen und Betriebsgrenzen überschreiten. Zusätzlich wurde entdeckt, dass ein Fehlerfall beim Betrieb des Bremsstranges bisher nicht abgedeckt ist. An der Behebung dieser Problemstellungen wird zum Zeitpunkt der Verfassung dieses Berichtes (September 2016) gearbeitet.

3. Veröffentlichungen

Konferenzbeiträge:

- „Interaktion Brennkammer-Turbine (InterTurb)“, Posterbeitrag 0315, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, Braunschweig, 2016
- Torsten Wolf, Andreas Pahs, *InterTurb – High-pressure turbine rig for the investigation of combustor-turbine interaction*, GT2017-64153, Proceedings of AMSE 2017, June 26-30, Charlotte, USA, Abstract eingereicht

Abschlussarbeiten:

- Andreas Zimmer, *Systematische Untersuchung der generativen Fertigung der Turbinenschaufel „NG-Turb Blade 01“*, Bachelorthesis Hochschule Bonn-Rhein-Sieg, 2014, mit Sperrvermerk
- Andreas Zimmer, *Optimierungsansätze für das Zusammenspiel von generativer Fertigung und spanender Nachbearbeitung am Beispiel einer Turbinenschaufel „NG-Turb Blade 01“*, Bachelorthesis Hochschule Bonn-Rhein-Sieg, 2015, mit Sperrvermerk
- Malte Jäger, *Entwicklung eines modularen Sekundärluft-Verteilungssystems für den Turbinenprüfstand NG-Turb*, Bachelorthesis, HAWK Göttingen, 2014

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1 Kreislaufschema des NG-Turb	11
Abbildung 2-2 NG-Turb Versuchsstand und Foto der Versuchshalle	12
Abbildung 2-3 Ölaustritt an der Lagerspindel (Rotorebene)	16
Abbildung 2-4 Auffangvorrichtung für Leckageöl am Getriebe	17
Abbildung 2-5 Positionen der Schwingungsaufnehmer am Bremsstrang	18
Abbildung 2-6 Zusätzliche Instrumentierung zur Schwingungsanalyse und Auswuchten am Torquemeter	19
Abbildung 2-7 Positionen zusätzlicher Schwingungsaufnehmer am Getriebe	19
Abbildung 2-8 Verstärkungen am Halter der Drehmomentenmesswelle (Torquemeter)	19
Abbildung 2-9 Schwinggeschwindigkeiten der modifizierten Hochgeschwindigkeitswelle	20
Abbildung 2-10 Vorrichtungen zum Temperatenausgleich in der Zuströmung des Turbinenrigs	20
Abbildung 2-11 Messtrecke zur Kalibrierung der Venturidüsen am NG-Turb	21
Abbildung 2-12 Messpositionen, typische radiale Totaldruck- und Temperaturprofile (bei heißer und kalter Strömung) in der Eintrittsebene der Kalibriermessstrecke	22
Abbildung 2-13 Messpositionen, typische Wanddrücke und Grenzschichtprofile an Nabe und Gehäuse im Ringkanal der Kalibriermessstrecke	23
Abbildung 2-14 Verläufe der Grenzschichtverdrängungsdicken an Nabe und Gehäuse im Ringkanal (Messwerte und Näherungsfunktionen)	24
Abbildung 2-15 Verlauf des Massenstromverhältnisses (Kalibrierkoeffizienten) für die Venturidüse stromab der Messtrecke	25
Abbildung 2-16 Hochtemperatursonde	27
Abbildung 2-17 Analogsignal des Spaltmesssystems bei Rotor 2	28
Abbildung 2-18: Erweiterte Messunsicherheit der Kalibrierabweichung an den Kalibrierpunkten	30
Abbildung 2-19 Zeitachse mit einzelnen Optimierungsläufen beim DLR	33
Abbildung 2-20 Vergleich (Wirkungsgrad) RRD vs. DLR nach Optimierungen, „neutraler“ CFD-Code CFX	34
Abbildung 2-21 Turbulente kinetische Energie (TKE) am Austritt aller vier Schaufelreihen	35
Abbildung 2-22 Generische Darstellung der DLR Tip-Geometrie-Variation und Bezeichnung (L1-L10)	36

Abbildung 2-23 Einfluss der Squealer-Parameter auf den Gesamtwirkungsgrad	36
Abbildung 2-24 Stator-1 Schaufeln mit Kühlluftlayout und Druckmessbohrungen.....	38
Abbildung 2-25 Cross-key- Design Stator 1	39
Abbildung 2-26 Fertig bearbeitete Stator-1 Schaufel, ohne Instrumentierung	40
Abbildung 2-27 Cross-key Design komplette Messstrecke	42
Abbildung 2-28 Vormontiertes Modul aus Stator-1, Antriebseinheit und Outer-Casing Zuströmung .	43
Abbildung 2-29 Uniform Konfiguration ohne Brennkammersimulator	43
Abbildung 2-30 Non-Uniform Konfiguration mit Brennkammersimulator.....	44
Abbildung 2-31 3-D-Entwurf „neuer“ Brennkammersimulator.....	45
Abbildung 2-32 Komplett vormontierte Baugruppe Brennkammersimulator mit Anschlussleitungen und Thermoelemente.....	45
Abbildung 2-33 Durchfluss Löcher Laserschmelzverfahren	46
Abbildung 2-34 Druckverlustbestimmung Stator 1 und Rotor 1 Schaufel, red. Massenstrom über Druckverhältnis	47
Abbildung 2-35 Zusammenbau Abströmung	48
Abbildung 2-36 Rotor 2 Gehäuse und Stator 2 Montage.....	48
Abbildung 2-37 Montageprotokoll Stator 2	49
Abbildung 2-38 Stator 1 am Kran und Stator 1 installiert	50
Abbildung 2-39 Inner piping und Zusammenfahren der Messstrecke	50
Abbildung 2-40 Aufbau des InterTurb Rigs ohne rotierendes System Ende 2015.....	51
Abbildung 2-41 Druckverlauf und Leakage beim Test mit Überdruck	52

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1 TRACE Rechnungen und Optimierungsläufe beim DLR, Parameter und Wirkungsgradgewinn	33
---	----